

CATIA环境中的设计 CAE及应用

何文军 编著



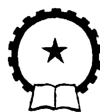
机械工业出版社
CHINA MACHINE PRESS

VISIT…

LANZAROTE
Caliente.com

CATIA 环境中的设计 CAE 及应用

何文军　编著



机 械 工 业 出 版 社

本书以工程设计人员为对象，针对设计过程中遇到的各种零部件、装配体存在的问题，运用现代 CAE 分析工具进行深入浅出的分析，从而有效指导设计。在 CATIA 环境中，通过案例说明具体的分析步骤。使用 CATIA 的设计人员可以直接按照本书所述步骤进行实际的分析；而使用其他系统的设计人员也可以通过阅读本书学习设计 CAE 的思想和方法。

书中在叙述 CAE 分析方法时，避免讲述高深的有限元和力学理论，而是用设计人员熟悉的工程语言讲清楚各个步骤以及这样做的原因，以期读者可以从原理上理解并能够举一反三。

本书适合于想要运用现代 CAE 工具来提高设计水平的设计人员使用。

图书在版编目（CIP）数据

CATIA 环境中的设计 CAE 及应用/何文军编著．—北京：机械工业出版社，2012.6

ISBN 978-7-111-39080-0

Ⅰ.①C…　Ⅱ.①何…　Ⅲ.①机械设计－计算机辅助设计－应用软件　Ⅳ.①TH122

中国版本图书馆 CIP 数据核字（2012）第 151650 号

机械工业出版社（北京市百万庄大街 22 号　邮政编码 100037）
策划编辑：孔　劲　责任编辑：孔　劲
版式设计：纪　敬　责任校对：张　媛
责任印制：乔　宇
北京机工印刷厂印刷（三河市南杨国丰装订厂装订）
2012 年 9 月第 1 版第 1 次印刷
169mm×239mm · 12 印张 · 236 千字
0 001—3 000册
标准书号：ISBN 978-7-111-39080-0
定价：38.00元

凡购本书，如有缺页、倒页、脱页，由本社发行部调换
电话服务　网络服务
社服务中心：（010）88361066　教材网：http：//www.cmpedu.com
销售一部：（010）68326294　机工官网：http：//www.cmpbook.com
销售二部：（010）88379649　机工官博：http：//weibo.com/cmp1952
读者购书热线：（010）88379203　**封面无防伪标均为盗版**

前　　言

作者于20世纪90年代在海外从事研究工作，并长期接触各种工业领域的CAE应用。很有感触的是，原来在国内大学研究、执教力学和有限元分析时，最困惑的是没有太多的工程实际的需求，而在海外，大到飞机和汽车，小到照相机、电饭煲，大量地使用CAE来做设计。近年来，国内的设计部门也开始重视CAE的应用了。但是，在设计人员和CAE分析人员当中，可以发现一些比较有趣的现象。

首先，国内有一种普遍的现象认为CAE是分析人员，即专职强度分析人员和专职部门的工作。很少有设计部门的领导主动地将CAE有机地应用在设计中。

其次，分析人员不重视一些看似“简单的”分析工作，无视分析对象的需要，片面地追求模型复杂化和大型化，材料最好是复杂非线性的，好像非得如此才能显示出自己本领高强。

最后，大多讨论均着重于网格处理，不问分析类型的需要而片面强调网格的规整性，花费大量的时间用于网格处理，而忽视了及时得出分析结果的重要性和时效性。

出现上述种种似是而非的现象的原因有很多，其中一个重要的原因是：设计人员设计业务繁重，难以抽出时间学习与其使用的设计系统（CAD）不一样的CAE工具，而且独立于CAD系统的CAE工具均基于有限元术语，与设计人员所熟悉的工程语言差异较大。为了使CAE真正地对提高产品设计品质起到促进作用，有必要对各种不同的认识加以梳理，并从实际应用的角度，提供一本设计人员所熟悉的工程语言形式的、可以在设计的同时快速应用CAE的具有指导意义的书籍。

本书面向设计人员，目的不是讲述有限元的知识，而是通过设计人员熟悉的CAD系统（在这里选择国内外广泛使用的CATIA），利用集成在其中的CAE分析工具，通过对单个零部件、装配体分析的各种案例来具体讲述在设计工作中应如何活用CAE的使用技巧（Know-How）以及各种注意事项，使CAE成为设计的好帮手。书中所述方法，对使用其他工具的设计人员也同样适用。

本书第一章通过对零部件的分析，详细解说 CAE 分析的一般手法，而第二章的壳体分析和第三章的装配体分析，是对 CAE 应用的具体展开。

编　者

目　　录

前言

第 0 章　设计 CAE 的理念

第 1 章　实体零部件分析

1. 1　分析准备 …… 12
1. 1. 1　分析的对象 …… 12
1. 1. 2　打开三维 CAD 模型文件 …… 13
1. 1. 3　在 CAD 模型的零部件上定义材料 …… 14
1. 1. 4　切换工作台到分析工作台：静分析 …… 15
1. 1. 5　切换工作台到分析工作台：固有振动分析 …… 16
1. 2　前处理（网格和特性的定义） …… 18
1. 2. 1　定义新的网格 …… 19
1. 2. 2　变更或确认已有网格定义 …… 20
1. 2. 3　局部尺寸、弦高的设定（可选项） …… 21
1. 2. 4　定义特性 …… 22
1. 2. 5　网格和特性的检查与确认（可选项） …… 23
1. 3　文档管理 …… 28
1. 3. 1　变更分析文件的文件名 …… 28
1. 3. 2　计算文件和结果文件的路径设定 …… 28
1. 3. 3　指定存放暂时产生的数据文件的路径 …… 29
1. 3. 4　通过 Tool/Options（工具/选项）来设定 …… 30
1. 4　静应力分析的步骤 …… 31
1. 4. 1　静应力分析的前处理（约束、载荷的定义） …… 31
1. 4. 2　静应力分析的计算求解 …… 41
1. 4. 3　静应力分析的后处理 …… 44
1. 4. 4　检查分析结果的精度 …… 67
1. 4. 5　设计变更时的分析更新 …… 72
1. 5　固有振动分析的步骤 …… 74
1. 5. 1　固有振动分析的前处理（约束、质量的定义） …… 74
1. 5. 2　固有振动分析的求解 …… 76
1. 5. 3　固有振动分析的后处理 …… 78
1. 6　在分析终了之前 …… 83
1. 6. 1　清除无用的中间数据 …… 83

1.6.2 保存文档 …… 84
1.7 虚拟部件的应用 …… 84
1.7.1 虚拟部件的种类 …… 85
1.7.2 虚拟部件的机械行为 …… 86
1.7.3 虚拟部件的应用实例：万向节的应力分析 …… 91
1.8 单个零部件分析时的常见错误及其对策 …… 92
1.8.1 错误信息 1 …… 92
1.8.2 错误信息 2 …… 93
1.8.3 错误信息 3 …… 93
1.8.4 错误信息 4 …… 94
1.8.5 错误信息 5 …… 94
1.8.6 错误信息 6 …… 95
1.9 动态响应分析 …… 96
1.9.1 力激振和锤击试验、调和响应分析 …… 96
1.9.2 基础激振和振动台试验、瞬态响应分析 …… 103

第 2 章 壳 体 分 析

2.1 壳体的概念和理论概要 …… 110
2.2 壳体网格划分的一般指南 …… 112
2.2.1 网格生成的高效化 …… 113
2.2.2 网格生成的高效化实例一：带有多个加强筋的曲面网格 …… 113
2.2.3 网格生成的高效化实例二：有大量点焊的壳体面装配网格的快速生成 …… 116
2.3 壳体的特性 …… 119
2.3.1 全体特性 …… 119
2.3.2 局部特性 …… 122
2.4 壳体部件的静应力分析和固有振动分析 …… 127
2.5 壳体分析的设计联动 …… 133

第 3 章 装配体分析

3.1 装配连接 …… 143
3.1.1 连接（Connection）的种类 …… 143
3.1.2 固定连接（Fasten） …… 144
3.1.3 滑移连接和接触连接的分别 …… 146
3.1.4 螺栓紧固连接 …… 147
3.1.5 使用虚拟部件的连接 …… 150
3.1.6 焊接的模拟 …… 150
3.1.7 用户定义连接 …… 151
3.2 实体零部件构成的装配体分析 …… 152
3.2.1 运用知识工程工具进行设计的快速检验 …… 152
3.2.2 变速器装配体分析 …… 156

3.2.3　考虑接触状态的固有振动分析 …… 160
3.3　壳体部件构成的装配体分析 …… 164
3.3.1　壳体部件构成的装配体分析案例1——飞机机翼的分析 …… 164
3.3.2　壳体部件构成的装配体分析案例2——汽车发动机箱盖的分析 …… 168
3.4　混合装配体分析 …… 174
3.4.1　混合装配体特有的连接关系 …… 174
3.4.2　混合装配体分析案例：汽车制动踏板的分析 …… 177
参考文献 …… 182

第 0 章　设计 CAE 的理念

首先，来回顾 CAE 发展的历史。

1. 设计 CAE 发展历程

在讲述设计 CAE 的概念之前，先来了解 CAE 在历史上是怎样提出的。大家都知道，“有限元”一词在 20 世纪 60 年代开始使用，而 CAE 概念的提出则是在 1980 年前后。当时，SDRC 的创始人 Jason E. Lemon 教授认识到有限元法（FEM）分析不能仅是停留于被动的工作，而应直接作为辅助设计人员的一种主动性的工程（Engineering）手段来使用，故而提出了计算机辅助工程（Computer Aided Engineering），即 CAE 理念。随后，这种理念至少在概念上得到了大多数人的赞同，但未能在实际中真正得到实践。

从 FEM 到 CAE 的发展，可以说是一条从单纯的分析工具到设计辅助工具之路。可将其发展轨迹简单地归纳在图 0-1 中。

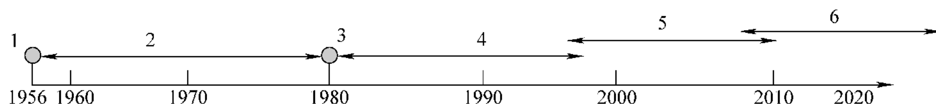


图 0-1　从 FEM 到 CAE 的发展历程

1—飞机机翼的结构分析，有限元方法的命名（Turner、Clough、Martin）

2—有限元方法的发展主要是在学术研究领域，开始出现如 NASTRAN、ANSYS、ABAQUS 的通用软件

3—开始考虑将分析作为整套工程方法的一个环节而应用于制造业中，真正开始确立“Computer Aided Engineering”（Jason E. Lemon）

4—企业内部出现以从事分析为主要业务的专业技术人员。业务本身主要还是以线性结构分析为主，分析工具和设计工具 CAD 相互独立，偶尔也自己编写程序

5—从 20 世纪 90 年代后期以来，设计人员开始在设计中灵活运用 CAE，其分析工作涵盖线性和非线性结构分析

6—设计人员继续扩大 CAE 在设计中的应用，涵盖面扩展至流体、电磁和一部分的多物理场

从图 0-1 中可以看到，在 20 世纪 80 年代以前，作为设计系统的计算机辅助设计（CAD）和 FEM 是各自独立发展的，通用分析软件，如 NASTRAN、ANSYS、ABAQUS 等都是这样发展起来的。最初的分析大都是二维（2D）模型，FEM 的网格也是预先在纸上画好模型，然后经人工手动地勾画出网格再输入到计算机中的。因为当时 FEM 本身还处在发展过程中，其使用群体除很少一部分为工业部门的人员外，绝大多数是学术研究部门的人员。CAE 概念提出的 20 世纪 80 年代，人们虽然意识到必须使以 FEM 为主体的分析工具成为设计人员的设计手段，但在实际

中，情况并未发生大的变化。原因主要是，由于技术水平的限制，CAE 软件本身并未在设计人员对软件的使用方面做出很大的努力。CAE 软件虽然和 CAD 建立了数据模型的输入关系，但其用户界面（Graphical User Interface，GUI）还是要求用户必须能够理解 FEM 的理论才能够使用 CAE 工具。

事实上，从 20 世纪 80 年代到 90 年代中期，即使是单纯的线弹性材料的应力分析，也属于分析人员的工作，分析人员从设计部门取得对分析工作的要求和分析模型，然后利用通用的 FEM 工具来做分析。这期间，三维（3D）CAD 有了长足的发展，出现了全部用数字化 3D CAD 设计的产品，如波音 777。应该说，FEM 在产品设计过程中的应用取得了相当大的进步。可是，分析的主要任务是设计的后验校核和事故分析。这种三维设计流程称为传统的三维设计流程（见图 0-2）。

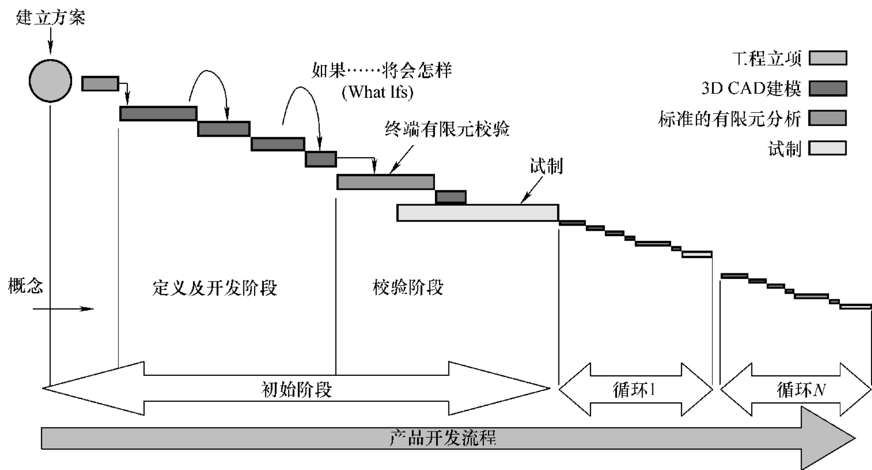


图 0-2 传统的三维设计流程：分析的主要任务是设计的后验检查

而具体到某个企业，传统的三维设计流程中的 CAE 分析流程，可以用图 0-3 来表示。由图 0-3 可知，在企业里，CAE 主要是事故分析型的分析工作，即由分析专家担负的 FEM 分析工作。一般而言，实际工作中，由于设计工期的紧迫性，事故分析型的分析工作甚至在产品试制开始后还未能完成。因此，在很多情况下，CAE 沦为一项仅是锦上添花的工作，而不是必不可少的工作。

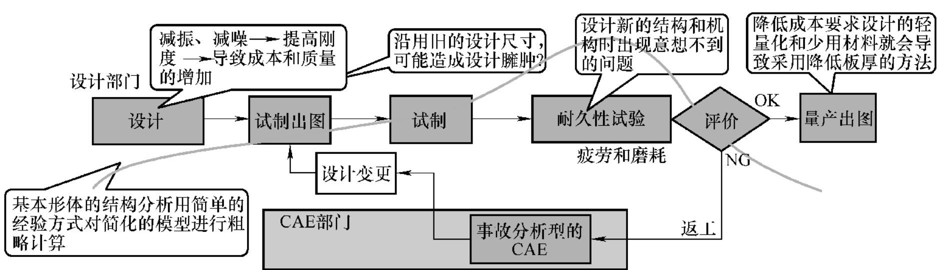


图 0-3 传统设计流程

从信息管理部门（IT部门）的角度来看，还可以列举其他一些问题。即使在同一企业的同一部门里，CAE分析工具往往存在多个系统/工具并存的局面。这种情况在一定程度上成为企业有效应用CAE的壁垒。多个系统/工具的并存不但造成使用的不便，培训成本也随并存的系统/工具数目的增加而增加。同时，还要将几何界面中的CAD数据导入到FEM界面中，在转换过程中容易造成数据丢失。FEM界面要求使用者具备FEM的专业知识（要理解各个求解器的单元库），而真正的设计现场的一线人员不会使用。同时，大部分的设计产品是装配体，而不是单个的零件，装配体里各个部件之间的连接条件是定义在有限元数据上的，而不是定义在设计数据（如CAD数据）上的，因此装配分析的定义也需要由FEM专家才能够进行。

20世纪90年代后期，3D CAD有了长足的发展，CAD系统走过了从非参数到参数化，从非知识工程化到知识工程化的道路（见图0-4）。而商业化CAD的战国时代已基本结束，特别是高端CAD，通过各种方式的并购只剩下几大主流软件。而CAE相对而言却还存在多家竞争的局面，还没有谁能够有相对高的集约度。在这种背景下，一些优秀的设计人员开始尝试在设计中灵活运用CAE。这些设计人员以汽车行业的居多。因为20世纪90年代后期，汽车设计的3D CAD的数字化，大大缩短了汽车产品设计的周期，设计人员希望能够尽快得到可以对自己的设计有指导意义的分析结果，尤其是那些以线弹性结构分析为主的分析。而且，设计人员灵活运用CAE的分析工作是在自己熟悉的3D CAD系统中进行的，因为有些CAD/CAE/CAM系统提供了在同一系统中进行设计和分析的功能。另外，设计人员也认识到，如果把分析工作放到自己的CAD系统之外，在检验多个设计方案时，参数化的数据就失去了参数化的大部分意义，还需输出多个模型给分析人员，并需要向分析人员解释自己的设计意图。另一方面，这种设计意图在设计早期是不很成熟的，因此，结果就是设计人员不能向分析人员提出分析的需求。此外，也没有用来保存作业流程的手段，当设计变更时，就要重新进行FEM建模工作。这些都是传统设计中CAE所面临的问题，其结果就是导致产品设计研发品质和效率的低下。

近年来，从单纯的CAD/CAM/CAE到以产品生命周期（Product Lifecycle Management，PLM）为重点的时代以来，CAE的发展与PLM的发展越来越不可分割，CAE游离于CAD之外就越来越适应设计的需求。以前的设计主要是以单纯的产品形体为主，而现在的CAD则强调设计的智能化，不仅所有的数据均参数化，而且还可利用设计表，即各种设计方案可通过EXCEL表格来驱动，用户还可自己定义特征、规矩等。此外，设计数据不仅仅是形体和数据，而是多样的。例如，焊接有各种各样的定义，这些定义都包含在设计数据中。这些定义在设计模型中的信息是企业的重要财富，即知识产权（Intellectual Property ，IP）。正是这些信息，使得一个模型不仅可显示设计的形状，而且也包含了设计的思路。

而在传统的设计过程中，为了运用CAE工具，将设计的数据从CAD系统中转

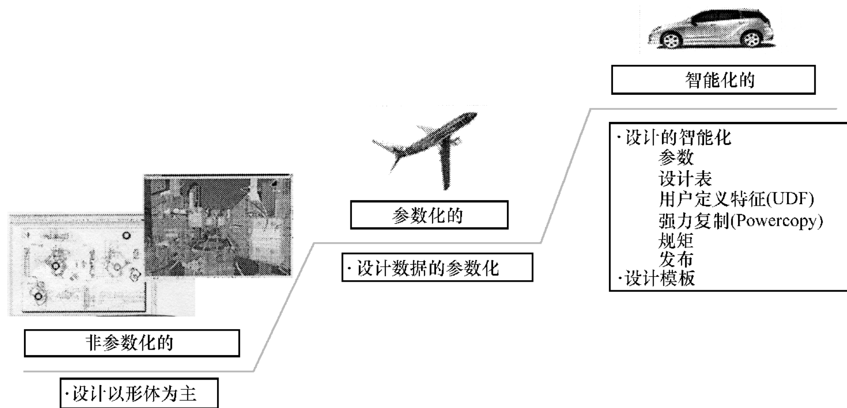


图 0-4 CAD 的进化

换到 CAE 工具时，上述所有丰富的设计信息、知识产权就会全部丢失。因为输出的数据只是孤立的外形。设计变更一次就需生成一次 CAE 的模型，而且原来定义在 CAD 系统中的设计信息，如焊接的焊点或焊缝的位置和长度等，必须在 CAE 软件中重新定义，给企业造成巨大的浪费。在这种情况下，因为可以充分利用这些设计信息进行 CAE 分析，集成 PLM 的 CAE 系统就显得非常重要了。在此，把面向设计且以设计为依据的 CAE 分析工作，称为设计 CAE。

2. 设计 CAE 与分析 FEM

（1）区分 CAE 和 FEM 以及计算力学　在很多情况下，许多人对 CAE、FEM 和计算力学不加区分。面向设计且以设计为依据的设计 CAE 不同，FEM 作为一种计算方法，更注重的是分析计算的算法；计算力学是 FEM 的延伸，也是以方法论为主；而 CAE 是以工程目的和设计目的为主。企业需要考虑的是如何使自己的产品在市场上具有竞争力。由于历史的原因，国内大部分企业没有 CAE 经验，常是只会使用工具而不知如何定义条件，有时还出现本末倒置，把做网格当做 CAE 的现象。在本书中注重了分析的工程应用，所以均以 CAE 来称呼分析。

（2）设计人员 CAE 和分析人员 CAE 的关系　还有一点需要澄清的是，面向设计人员的 CAE 和面向分析人员的 CAE 是有差别的。分析的目的和使用的人员、采用的工具都与设计有所不同。分析工具面向的是分析家，而设计工具面向的是设计师。考虑到三维设计和分析的主要目的是为了在最短时间内完成高品质的产品设计，可以从质量工程学的狩野方法（Kano Method，见图 0-5）来看面向设计人员的 CAE 和面向分析人员的 CAE 的不同和分工。最早运用质量工程学方法来表现设计人员 CAE 和分析人员 CAE 之间关系的是美国密歇根大学的菊池教授（见笔者和他的谈话[1]）。下来将具体分析二者之间的有机联系和对设计负有的不同责任及目标。

设计期待的是什么？对企业来说，从设计的观点出发，针对设计人员的期待和针对分析人员的期待是不同的。我们从用户的满意度和产品设计要求的满意度两方

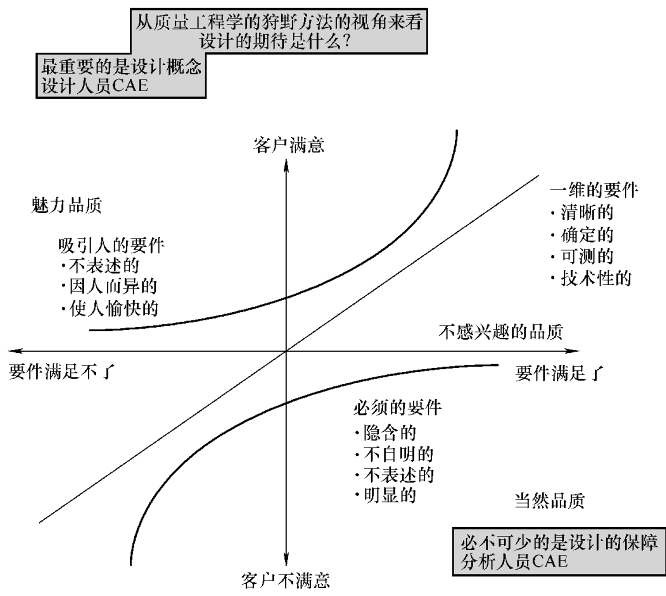


图 0-5　从质量工程学的观点来看 CAE

面来考量。对于产品品质来说，有些品质即使是消费者也不关心的或者不感兴趣的，而这些消费者不感兴趣的品质又都是必须满足的，可以称为当然品质；还有一种品质称为魅力品质，也就是一个产品所含有的为消费者所感受到的魅力。而产品只具有当然品质而没有魅力，就不具备竞争力。以汽车为例，车子的制动性能是一种当然品质。大家在购买汽车时，当然认为在踩踏制动后汽车就会减速并停止行使。在当然品质出问题时，产品就要被召回，给企业造成直接经济损失。而汽车的油耗性能和外形特征等，属于魅力品质的范畴。在客户挑选产品时，对于当然品质，在潜意识里认为当然是必须具备的，从而更关心魅力品质。在企业产品的设计实践中，设计人员是创造魅力品质的主体，因为大部分的魅力品质在设计人员定下产品的设计参数时就已经决定了。而分析人员本应担负的工作是对产品性能作最终的保证，即保证产品的当然品质。

（3）设计人员 CAE 和分析人员 CAE 的业务分工　设计人员 CAE 和分析人员 CAE 的分工也是有区别的。由于业务的中心是设计本身，CAE 是服务于设计的，必然就要求设计人员不应将大量的时间和精力用在 CAE 的具体操作上，但要求 CAE 可以提供大部分设计所需要的分析结果。这样一来，设计人员 CAE 的特征是，要求大部分的分析工作是可以自动化或半自动化的，如网格要尽量可以自动生成；其工作是对主要设计目标进行分析，并以单一目标的线性分析为主；目的是从分析的结果来定型（产品的形体、尺寸）。这些设计人员 CAE 特征使得设计人员能够对设计方案进行快速检验和修正，进而提高设计的品质。

而分析人员的 CAE（主要是有限元分析），是对当然品质的保障。其主要内容包括对强度以外的设计目标的 CAE 详细分析，多物理现象的耦合分析，用于强度保障的多目的非线性分析等。

因此，二者的分工是有所不同的。而目前国内很多企业里 CAE 应用的一个最大的问题是只有分析人员的有限元，而没有设计人员的 CAE。这恰恰背离了 CAE 最初提出时的理念——CAE 作为设计工具服务于设计人员。

还有重要的一点，就是能否从 CAE 回到 CAD，而这将决定产品的魅力品质，但目前却被忽略了。一般来说，如果 CAE 系统是独立于 CAD 的，那么产品发生设计变更时，数据则不方便回到 CAE 系统中，这会给设计带来问题。如果两个系统是集成的，那么变更后的数据就可以直接反映到 CAE 系统中，变成用于分析的数据，而 CAE 分析后的计算数据又可回到 CAD 系统中，进一步优化设计。因此，从 CAE 回到 CAD 也是非常重要的。

3. 设计 CAE 的理念

在设计的初期阶段更好地完善设计对降低产品的成本是很重要的。如图 0-6 所示，设计的初期阶段设计的自由度较高，此时模具和夹具等生产制造设备也还没有成型，更改设计的成本相对较小。而随着设计的展开，设计更改的成本就越来越大，设计的自由度相对来说就小很多。

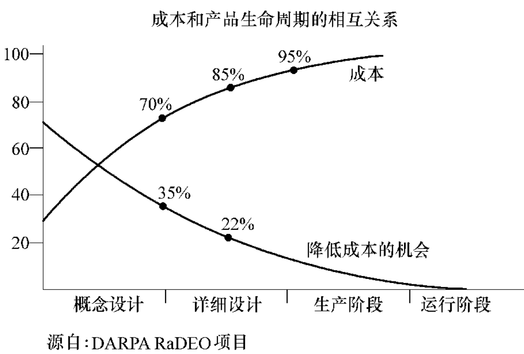


图 0-6　设计成本和设计流程的关系

作为设计 CAE 的一个重要特点，就是在产品设计的早期阶段，通过快速地检查各种不同类型的设计方案，来提高产品设计的品质。可以把设计 CAE 的概念简单地归纳成如图 0-7 所示的几条。

设计自由度比较高的阶段	WHEN
设计人员	WHO
在设计部门内部	WHERE
为了能在短期内进行高品质/低成本的产品设计	WHY
各种各样的设计方案的分析比较	WHAT
活用含有使用技巧(KNOW HOW)的CAE工具	HOW

图 0-7　设计 CAE 的概念

而可以期待设计 CAE 在提高产品设计早期阶段的质量，缩短产品研发周期，减少试制后的设计返工和提高设计人员的技能等方面起到良好的作用。这样一来，要有高质量的产品设计，那么 CAE 就不是可有可无的，而是必不可少的工作。但实际上，在国内认识到这一点的人还不多见。

理想的情况是，设计和分析在同一环境下，也就是在 PLM 集成平台，就可以实现设计—分析的快速循环，使得传统产品开发变成短期的开发过程，即设计—分析的循环型产品开发过程，也就是基于 CAE 或基于分析的设计（见图 0-8）。

因此，图 0-3 所示的企业的传统设计流程就会变成如图 0-9 所示的运用了设计 CAE 的理想设计流程。在这里，一个显著的特点是设计部门基于 CAE 在设计的早期阶段来定义产品的外形和尺寸，实现了 CAE 工作的前置（Front-Loading），在产品试制前就尽量完善设计，以减少试制样品的数目，缩短工期，从而实现短时程高质量的设计。

4. 推广和应用设计 CAE

在知道设计 CAE 的好处以后，在实际设计工作中推广设计 CAE 大概不会有太大的问题。可是，事实上，却很少在国内发现有推广设计 CAE 的优秀事例。原因大致有如下几种。

1）企业没有应用 CAE 的传统和经验。

2）有一种观念是，设计业务已经忙不过来了，设计人员抽不出时间来做分析，认为还是让专门从事分析的人来干为好。但另一方面，要把模型准备好，还要把分析条件准确无误地告诉专门的分析人员也觉得不容易。

3）认为 CAE 不是设计部门的工作，但设计人员对越来越复杂化的设计要求却不知如何下手。

4）设计人员认为 CAE 很难——既需要具备有限元的专门知识，还要会使用专门的工具，因此担心只会 CAD 的一般设计人员用不好 CAE。

5）分析人员则认为，分析的工作越来越多，没有处理的案子积压得太多，没有时间做那些看似“简单的”强度和刚度分析。但正是这些看似简单的强度和刚度分析，在多数情况下决定了设计的质量。

总的来说，人们都理解在设计人员日常业务中引入 CAE 的有效性，但没有认识到实际的紧迫感；感到有必要在设计人员日常业务中引入 CAE，但对设计现场能否用好 CAE 有不安和担心。不从认识上消除这些担心，就难以在设计现场推广应用 CAE，这也是没有引进设计 CAE 的一个原因。要从认识上消除这些担心，就要先来看看实际工作中大量的设计人员是如何进行设计业务的。设计人员在设计一个产品时，在考虑强度、刚度、振动的设计要求时，不外乎以下三种方法：

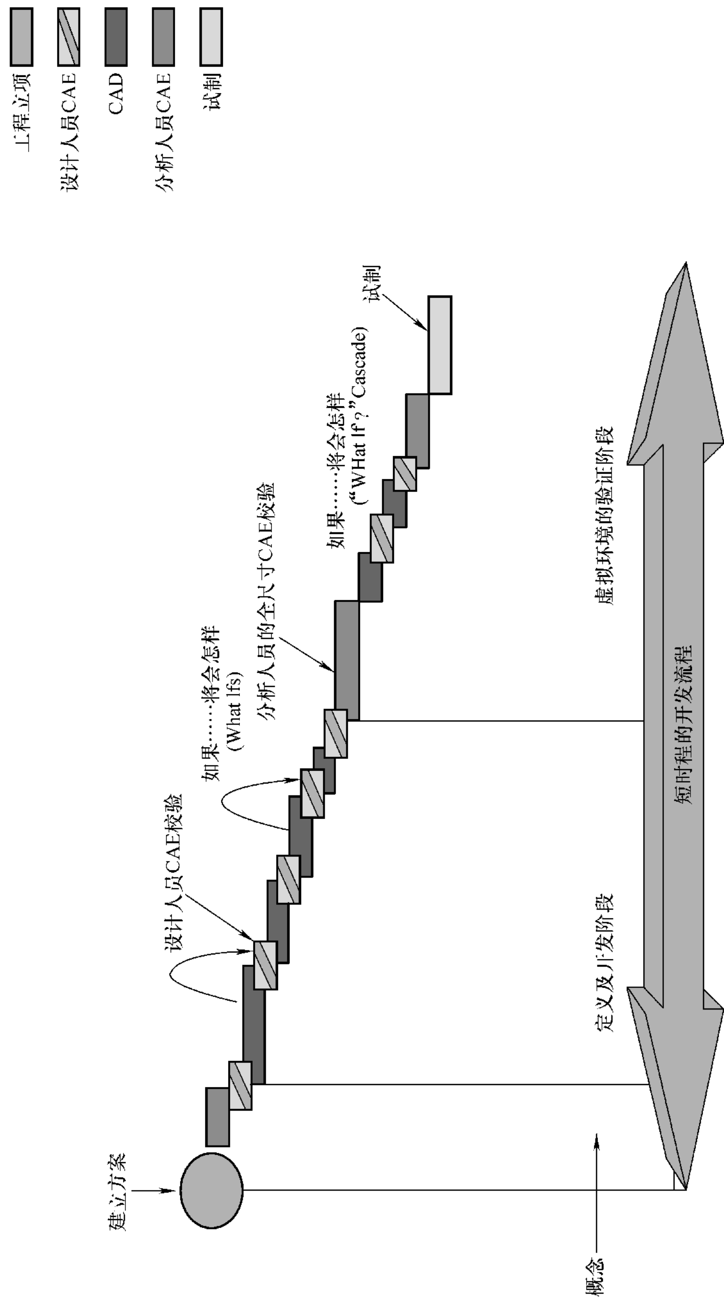


图 0-8　理想的产品开发流程

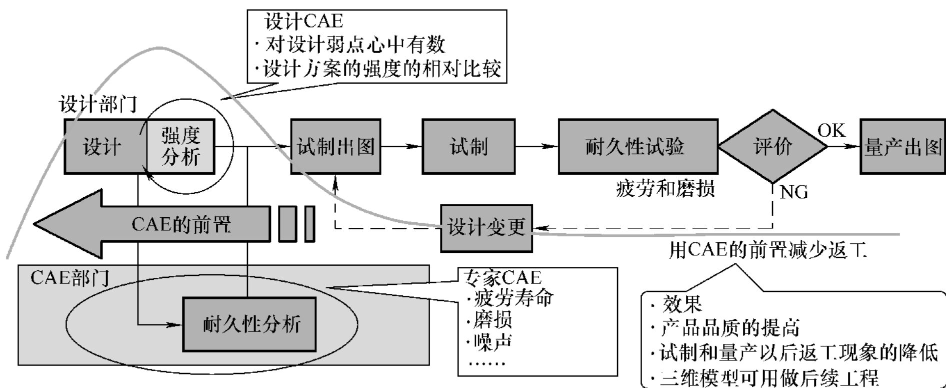


图 0-9　将 CAE 工作前置（Front-Loading）了的理想的设计流程

1）应用前人的传承经验。

2）用过去实际设计的产品加以变化，即设计样式的沿用。

3）查看机械设计手册，查找可以引用的公式和指南。

对于第一点，很多企业由于历史的原因，积累不多，没有很多可以运用的经验。而第二点，也因为实际产品的复杂化和多样化，可以沿用的设计样式是有限的。对于第三点，也因产品的复杂化和多样化，越来越难以找到现成的公式和指南。

这些实际设计工作中的困难，不仅是我国企业的难题，也是世界上各国企业所面临的难题。笔者在和本田技术研究所的人员交流过程中，得知在“本田”这样的国际先进的生产企业里，在引入设计 CAE 以前，刚分配来的毕业生加入企业进行设计工作时，老的设计人员告诉他们设计工作要靠勘（即感觉）、经验和胆量。在“本田”把这称为 KKD 设计（KKD 是勘、经验和胆量三个汉字在日语读音的首个罗马字母[2]）。而由于汽车设计对象的复杂性，这种摸着石头过河式的 KKD 设计方法显然不能适应现代汽车工业的要求。现在本田大量地采用了设计 CAE，实现了从 KKD 设计到设计 CAE 的转变。其实，给设计人员提供 CAE 这个工具，情况肯定不会比 KKD 设计时差。

如何让设计人员积极使用 CAE？

首先，要认识到意识改革的必要性，特别是担负设计工作的领导人员的重视很重要。在领导人员认识和理解了设计 CAE 的重要性和优越性以后，问题就成功了一半。另外，如果企业原来就有专门从事分析的人员，就要明确设计人员 CAE 和专家 CAE 的分工和协作关系，让专门从事分析的人员积极参与设计 CAE 的推广和应用工作，如开发针对企业产品的分析工作流程（Scenario 或 Workflow）、自动化的分析模板等供设计人员使用。同时，专门从事分析的人员也担负着企业最复杂的分析工作，如多场耦合的仿真模拟，复杂非线性、复杂材料行为的模拟工作。如果

企业原来没有专门从事分析的人员，就要给设计人员创造应用设计 CAE 的有利条件，以提高企业的产品设计水平。其次，要采用适用的系统。特别要注意采用那些设计人员易于熟悉的工具，如与 CAD 系统集成的 CAE 工具。这些工具要具有可自动化和可模板化的特点，以减小分析工作的负荷。要引入具有简单易用的对话式界面和结果报告生成功能的 CAE 工具，特别要注意界面所用的语言，要使用工程师所熟悉的工程语言，而不都是有限元方面的专业名词。在本书中，我们使用集成在 CATIA V5 中的设计 CAE 工具来具体讲述设计人员会碰到的不同类型的分析工作流程，以期读者通过本书，可以举一反三，掌握应用设计 CAE 的各种方法。最后，在选择设计 CAE 的开始阶段，要注意选择可以在短期内产生效果的问题，先易后难，以便尽早享受设计 CAE 的实感。

5. 设计 CAE 的发展趋势

据统计，目前企业从事 CAE 分析的人员中，设计师占 12%，设计工程师占 20%。设计工程师与设计师相比，设计工程师具备一定的有限元分析知识，而设计师通常缺乏相关知识。还有一种情况是 CAE 专家与设计师组成项目组，占到三分之一。而设计师交给分析人员来做的约占四成。而未来会变成设计师做三分之一的分析工作。这种变化产生的原因是，设计 CAE 的发展变化是 PLM 进化的必然。

对于未来 CAE 的发展，首先是 PLM 设计仿真一体化；其次，CAE 回归设计本源，即回归以设计为目的；还有分析模拟的数据和流程的管理也是 PLM 设计仿真一体化的必然要求；另外多学科仿真及有限元分析和控制等不同领域的结合等都成为今后的注重之处。无论怎样，设计仿真一体化都是大势所趋，未来 CAE 将更多地为设计服务，为设计创新提供更好的支撑。

本书以 CATIA V5 的 CAE 工具，即 CATIA V5 分析，来具体讲解设计 CAE 的应用。特别注重了在汽车和航空工业的实际应用。在每个分析案例中，特别注重讲解了对设计人员有用的、应该注意的事项和相关知识及具体的使用方法。这些方法都具有一般性，不仅适用于本书所使用的 CATIA V5 工具，而且也适用于 CATIA V6 甚至其他 CAE 分析工具。尽量使设计人员在阅读本书后，可以灵活运用这些知识从事设计业务。

第 1 章　实体零部件分析

本章着重讲述对单个零部件作应力和固有振动分析时应注意的事项。设计人员在作 CAE 分析时，常不知如何着手。例如，应该是先作振动分析还是先作应力分析。在这里，简单归纳了如下三条原则：

1）设计方案的确认要遵循先振动后静强度分析的顺序。静强度要先观察变形再观察应力。

2）检查是否已定义边界条件。如果分析的是装配件，还需要检查是否已定义零部件间的连接条件。

3）注意精度问题。

对于第一条，在设计产品时，首先要考虑设计对象是否要在会发生振动的环境中工作。如果是，就要先考虑有没有发生共振的危险性。例如，设计一个电动机的支架，就要考虑电动机的质量确定后，支架结构的固有频率会不会和电动机的频率相近而发生共振。一般支架结构（考虑了电动机的质量以后）的固有频率和电动机的频率在上下相差 25% 以上就没有共振的危险性。进行了固有振动分析后，再考虑支架会不会因不能负荷电动机的质量而破坏的静强度问题和失稳的问题等。

对于第二条，妥当的边界条件是分析结果正确性的首要保证。如果分析的是装配件，妥当的零部件间的连接条件和边界条件同等重要。要尽量周全地分析各种不同工况，不得遗漏。很多召回事件都是源于设计时工况考虑不周，进而造成直接经济损失。从某种意义上说，设计人员应该比任何人都更明白自己所设计对象的工作情况，让设计人员自己从事 CAE 分析并用 CAE 分析的结果来指导设计具有更重要的意义。

对于第三条，精度有两重意义。首先，精度是指将实际的设计模型转化成有限元分析的数值模型时而造成的误差。有的分析人员，常要求设计人员把“不需要”或者说“计算上不重要的”圆角、倒角（制造上为方便出模具用的斜角）、空洞去掉，为的是追求漂亮的网格，比如六面体网格。但实际上，常常不知道哪些圆角、倒角、空洞是“不需要”或者说“计算上不重要的”。换句话说，CAE 分析有时就是为了确定哪里需要圆角、倒角和空洞。这种“理想化”所造成的精度问题也时常为人忽视。其次，精度是有限元计算时的误差。对设计人员要求做到如下几点：

1）计算时先用一阶单元做计算，来检查是否有定义妥当的边界条件。如果分析的是装配件，还需要检查是否有定义妥当的零部件间的连接条件。可以用动画来检查变形是否和预期的一致。如不一致，就要考虑是不是边界条件和连接条件不对。这一步完成后，再用二阶单元做计算。因为二阶单元要比一阶单元精度要求

高。另外，要灵活运用误差表示的指标，如显示误差太大，在用了二阶单元的前提下，可以加密网格来提高精度。有限元的理论告诉我们，网格越密，精度越高。

有一个例外是，橡胶一类的超弹性材料，网格过密，会发生体积自锁的现象，导致不正确的结果，一般可以用杂交单元来避免这种问题。

2）要注意模型里是否有奇异性，如点载荷、尖角等。如果这些奇异性可以忽略，那么可以不予考虑。如果这些奇异性发生在自己需要注意的地方，就要避免使用有奇异性的定义，如修改尖角、加上圆角，修改点载荷使其成为与实际情况相近的载荷等。

在本篇中，讲述了线性领域应力和变形的静应力分析、求解固有频率的固有振动分析和动态响应分析三种实体零部件的分析方法。

1.1　分析准备

本章讲述使用 CATIA V5 对模型进行分析前应做的准备工作。具体而言，就是如何来设定所用的材料和生成分析文档。

1.1.1　分析的对象

在这里采用 CATIA 分析的创成式结构分析（Generative Structure Analysis，GSA）来给初次接触 CAE 分析的人讲述如何进行应力和固有振动分析。

创成式结构分析是将分析的前处理、求解和后处理集成在一起的一个基本工具。GSA 使用了名为 ELFINI 的求解器。ELFINI 具有高速、稳定的优点，可以对应线弹性材料的结构分析，而且 ELFINI 与设计模型保持关联，可对设计变更进行迅速地更新计算。ELFINI 最早是在 20 世纪 70 年代末由作为达索航空公司内部使用的求解器发展而来的，在各行各业有着广泛的应用。讲述各种求解器功能不是本书的目的，由于集成在 CATIA 中的分析工具特别适合设计 CAE 的理念，我们只是将它作为一个道具，来讲述设计 CAE 的各种不同类型的应用。同时，为了方便大家直接使用本书所述的各种案例，我们尽量详细地描述各种操作方法和步骤，但是我们的重点是通过讲述一个操作过程来说明完成一个分析工作应注意的事项及其原由。

在 CATIA 中，也可以在创成式结构分析的基础上，通过 AFC（Abaqus for CATIA）来直接使用 Abaqus 求解器。另外，也可以使用第三方软件来直接驱动 NASTRAN 等外部求解器。在本书中，不讲述这方面的内容。

为了能简单明了地说明单个实体零部件的应力和固有振动的分析方法，采用对一个实际问题作分析的方法来说明。在各个相关的地方，会具体地讲述各种概念和应注意的事项。

本书的具体分析对象是图 1-1 中的三维挂架模型，可用创成式结构分析对其作

静应力分析和固有振动分析。

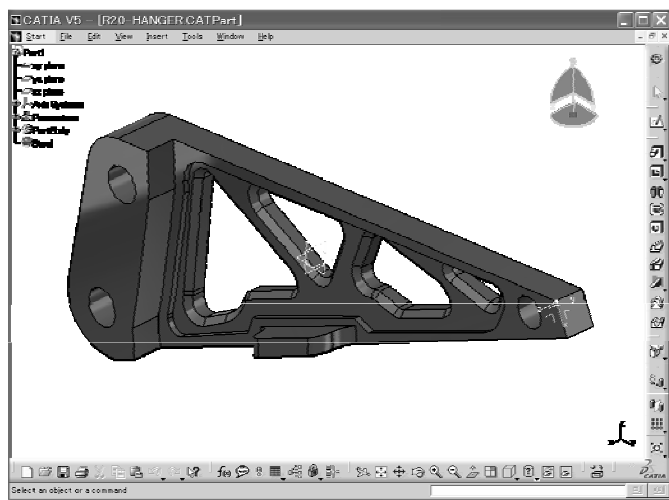


图 1-1　三维挂架模型

挂架的材料数据如下：

材料品种：钢；弹性模量 E 为 200GPa；泊松比 ν 为 0.266。

1.1.2　打开三维 CAD 模型文件

从 CATIA 软件的机械零件设计（Part Design）工作台（Workbench）打开挂架的 CATPart 模型（见图 1-2）。

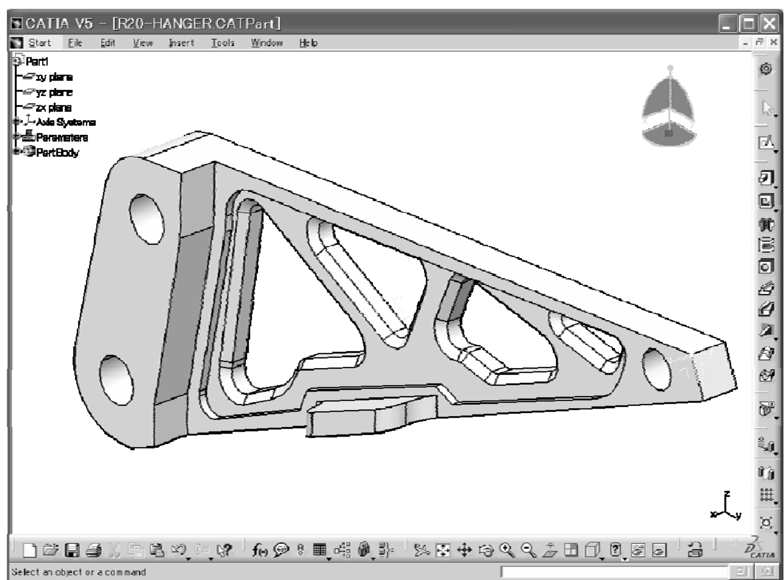


图 1-2　三维挂架的 CAD 模型

1.1.3　在 CAD 模型的零部件上定义材料

1）单击“定义材料”（Apply Material）图标。

2）从弹出的材料库里查找所需设定的材料，此处选择钢（Steel），拖拉钢材料的图标到规格定义树的顶部，即 Part1 上（见图 1-3）。

注意不要混淆材料中的钢（Steel）和铁（Iron）。铁指的是铸铁，其弹性模量和强度都要比钢的小很多。

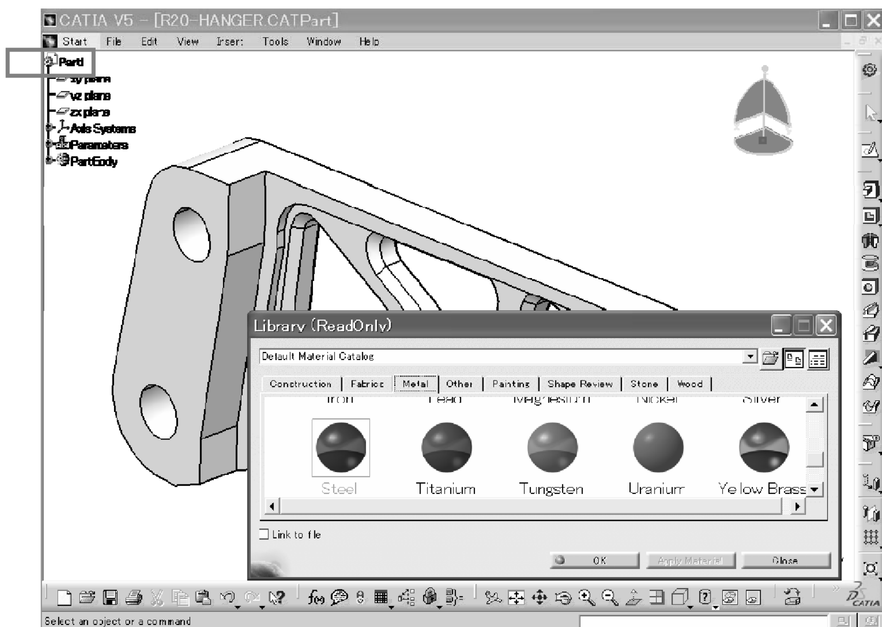


图 1-3　定义材料

3）单击“OK”按钮。规格定义树上显示出钢材料（见图 1-4）。

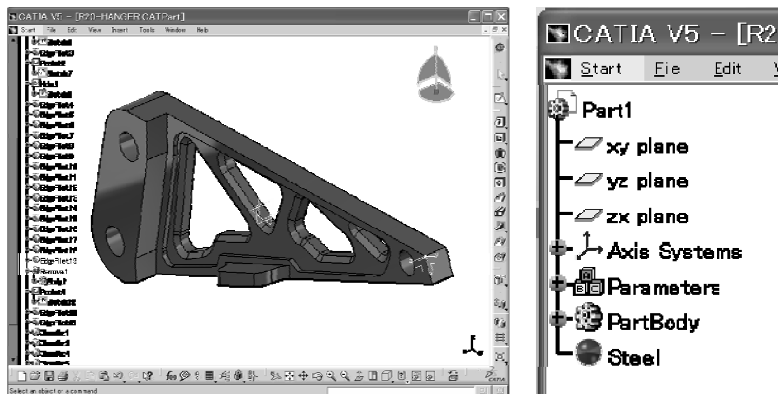


图 1-4　定义材料（钢）后的模型

① 用户可以自定义专用的材料库或在默认的材料库里添加用户常用的材料。
② 如果没有在 CATPart 文档中定义材料，也可在分析文档中定义用户所用的材料。
③ 一般一个零部件只推荐定义一种材料。

1.1.4　切换工作台到分析工作台：静分析

1）单击 Start > Analysis & Simulation > Generative Structural Analysis ，见图1-5。

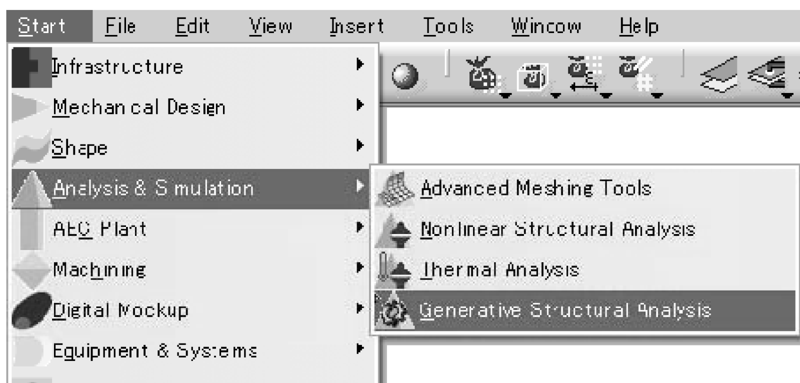


图1-5　切换工作台

2）在弹出的“新的分析案例（New Analysis Case）”对话框中选择“静分析（Static Analysis）”选项（见图1-6）。

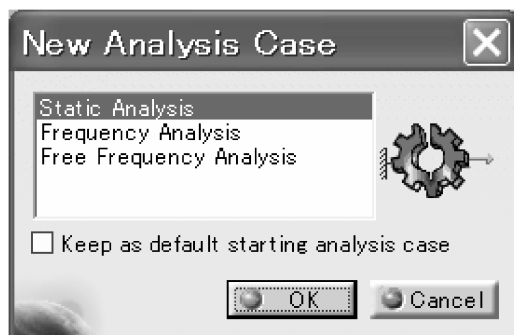


图1-6　选择所要分析的类型

3）界面自动切换到分析用工作台（见图1-7）。

分析文档的规格树(Specific Tree)由两部分构成。第一部分为说明和分析相关几何模型的连接管理器；第二部分为有限元分析模型。在有限元分析模型的规格树上，已显示出当前所选的静分析案例。

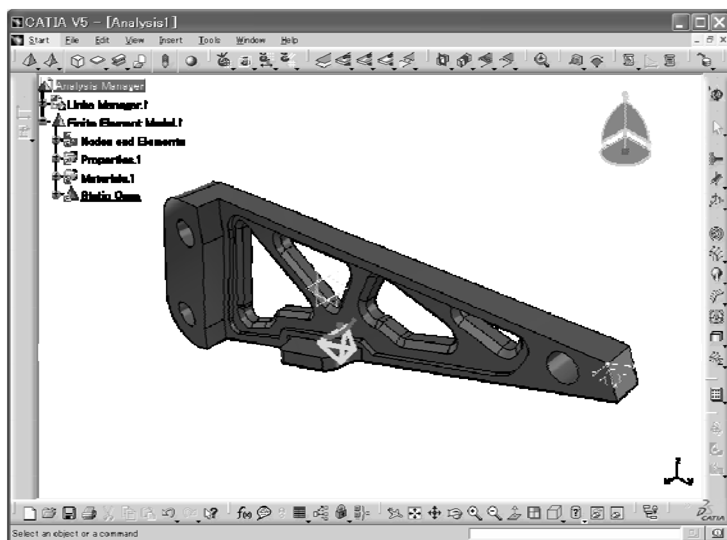


图 1-7 静分析用工作台界面

1.1.5 切换工作台到分析工作台：固有振动分析

操作同 1.1.3 节，然后选择 Start > Analysis & Simulation > Generative Structural Analysis。

1）在弹出的“新的分析案例（New Analysis Case）”对话框中（见图 1-8），如果结构处于有约束条件下的固有振动（约束）模态，则选择“固有振动分析（Frequency Analysis）”选项；如果结构处于没有约束条件下的固有振动模态，即“自由的”固有振动模态，则选择“自由的固有振动分析（Free Frequency Analysis）”选项。

在实际情况中，自由的固有振动分析，常常在实验室中完成。当结构上只有很弱的约束时，如用橡皮筋来拴住结构以便做振动试验，在力学上把此时的结构看做“自由的”状态，即没有约束的状态。自由的固有振动分析给出的前 6 阶的振型是刚性模态，即没有弹性变形的模态，其对应的前 6 阶的固有频率均应为零（实际计算结果因计算机的表征误差，常不为零，而为很小的数值）；从第 7 阶开始，才是有弹性变形的模态，其对应的固有频率不为零。

2）将界面自动切换到如图 1-9 所示的分析用工作台。



①　分析文档的规格树由两部分组成。第一部分为说明和分析相关几何模型的连接管理器；而第二部分为有限元分析模型。在有限元分析模型这一部分规格树上，已显示出当前所选的固有振动分析的案例。

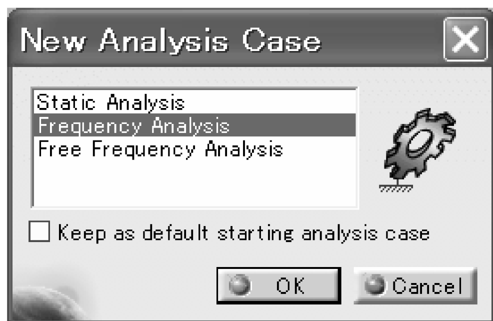


图 1-8　选择所要分析的类型

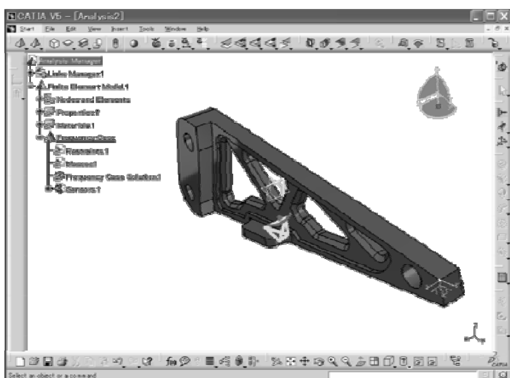


图 1-9　固有振动分析用的工作台界面

②　在固有振动分析界面中，可知定义载荷条件用的图标处在不可选状态。因为固有振动只与结构本身的特征有关，而与外部的载荷条件没有直接的关联，不能与预应力状态下的结构的固有振动分析相混淆。CATIA V5 分析也可对预应力状态下的结构进行固有振动分析。例如，直升飞机桨叶在高速旋转状态下，由于结构的刚度因离心力的作用而发生变化，导致固有频率和处在静止状态下的固有频率不同。这种现象也称为陀螺效应（Gyro Effect）。

至此，即可对 CATIA 环境下的分析模型进行定义。如果模型设定为显示材料的模式，界面则显示定义在几何模型上材料的颜色。

3）可以通过单击界面上表示模式的图标来变更表示模式（见图 1-10）。一般进行 CAE 分析时，推荐以下的设定：

4）分析用工作台的菜单，建议设定布置如



图 1-10　模型分析时表示模式的设定

图 1-11 所示。用户可以通过移动图标来改变菜单的布置。下面的菜单布置与结构分析的基本步骤相对应，在界面的右边，从上到下，按约束条件→载荷条件→计算求解→结果表示的顺序来排列。

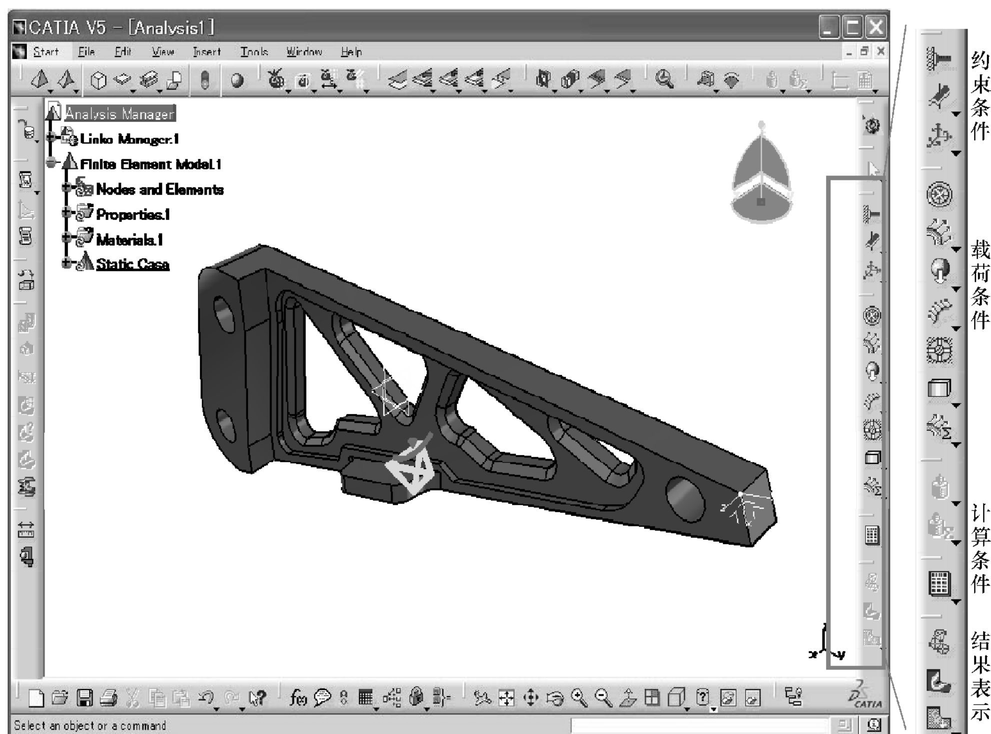


图 1-11　菜单布置与结构分析的基本步骤相对应

1.2　前处理（网格和特性的定义）

用 CATIA 中 GSA 来进行实体零部件的分析时，网格和特性的定义会根据设计信息自动生成，基本上无需手动定义。

对实体零部件进行分析时，CATIA 根据实体零部件文档里定义的信息，即利用规格树下的实体模型和 1.1 节中所述的材料信息来设定网格参数和材料特性。因此，初学者可以跳过本节。

如果实体模型没有放置在规格树的 Part Body 之下，需要预先将其变更至规格树的 Part Body 之下。一般情况下，实体模型不放置在规格树下。如果在实体零部件文档里未定义材料信息，系统会自动定义一个空的材料特性，用户必须双击规格

树上这个空的材料特性定义，添加材料的定义。此时需要在分析文档中定义一个用户自定义的材料，具体的定义方法将在本节讲述。

若修改网格特性及尺寸或定义新的网格，步骤如下。

1.2.1　定义新的网格

一个实体零部件只能有一个实体网格的定义。如前所述，系统会自动地对一个实体零部件定义一个实体网格，所定义的实体网格包括网格类型（单元类型、单元的阶数）和尺寸大小等信息，这种网格定义称为网格部件。如需定义一个新的网格部件，做法如下：

1）从生成网格的命令中选择四面体网格图标。

2）用鼠标选择实体模型。

3）系统弹出 OCTREE 四面体网格对话框（见图 1-12）。在“Global”（总体）选项中设定尺寸（Size）、弦高（sag）和单元类型（Element type）（此处选择一阶或二阶的单元）。

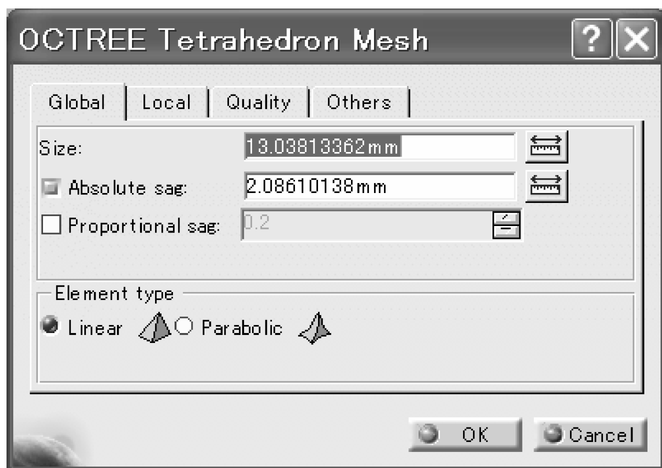


图 1-12　OCTREE 四面体网格对话框

4）单击“OK”按钮。

（1）OCTREE 四面体网格划分技术　OCTREE 网格划分技术可称为八分歧法。即将物体用一个长方体（二维情况下为长方形）围住，并将长方体划分成八等份，如此循环直至生成的小立方体的尺寸与总体的网格尺寸一致。如图 1-13 所示。网格划分的具体算法如下：

1）零部件由围绕零部件的格线构成的小立方体分割，每个小立方体的边长长度为总体的网格尺寸。

2）几何形状的曲线部位因要满足弦高值而计算局部尺寸来分割。

3）由小立方体与物体几何形体交叉产生节点，并以小立方体的分布生成网格。

要特别强调的是，CATIA 中的 OCTREE 四面体网格划分器具有强大的性能，特别是网格划分的成功率处于业界的最高水平，为设计 CAE 奠定了强大的基础。

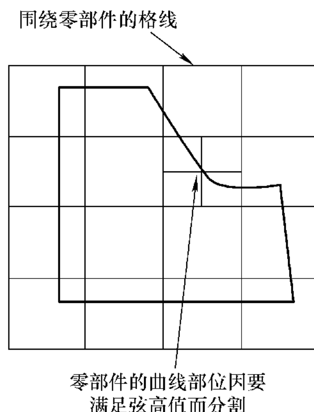


图 1-13　OCTREE 网格划分技术的模式图

（2）四面体网格默认尺寸的设定　四面体网格默认的总体尺寸是围住物体的最小立方体边长的 1/16，弦高则是边长的 1/100。

（3）弦高　弦高值只在曲线部位才具有作用。它是离散化单元的边（在这里等同于弦）和曲线间的弦高。弦高值越小，曲线部位网格就越密集。

（4）给出四面体网格的尺寸　网格的尺寸要根据计算精度来确定。关于精度前面已经论述过，如何观察计算精度将在后面讨论。一般来说，不同网格尺寸两次计算的结果相差很小时，精度即可满足要求。但是，具体而言，开始计算时网格尺寸的给定很重要。在这里，推荐如下方法。假定物体的体积为 V（在 CATIA 软件中，体积容易测得），则四面体网格的总体尺寸 L 和弦高 a 可分别由式（1-1）和式（1-2）来计算：

$$L=\frac{\sqrt{V}}{m}\quad（m\text{ 是整数，建议取 }16）\tag{1-1}$$

$$a=\frac{\sqrt{V}}{n}\quad（n\text{ 是整数，建议取 }100）\tag{1-2}$$

运用上述两个公式，须假定物体为立方体。这样，对于扁长的或含空洞的物体，可自动地给出比较合适的数值，而不至于给出太大的网格的总体尺寸。

1.2.2　变更或确认已有网格定义

1）双击规格树上“节点和单元（Nodes and Elements）”下的 OCTREE 四面体网格部件。

2）操作同 1.2.1 节，在弹出的 OCTREE 四面体定义的对话框中，可以变更或确认已有网格的尺寸、弦高和单元类型等设定。

单元类型等设定可以通过“单元类型”图标来改变。用该命令，在有大量网格部件定义的装配体分析中，不用重复双击规格树上的网格部件，而用一键就可

切换至所有网格部件的单元类型。

1.2.3　局部尺寸、弦高的设定（可选项）

转角、圆角等容易产生应力集中的部位，在定义了网格的总体尺寸后，有时还需定义局部尺寸和弦高。通过定义比较小的局部尺寸、弦高可改善应力集中部位的计算精度，提高计算效率。操作如下：

1）操作同1.2.2节，弹出OCTREE四面体单元的对话框（见图1-14）。

2）单击“Local”。



图1-14　OCTREE网格划分器的局部设定

3）选择Local size（或Local sag）选项后单击“Add”按钮。

4）系统弹出Local Mesh Size（或Local sag）的窗口（见图1-15）。直接在界面上选择实体模型所需定义的局部尺寸的面、边，然后输入局部尺寸数值即可。



图1-15　定义网格的局部尺寸

5）单击“OK”按钮，结束定义过程。

至此，局部尺寸或弦高的定义已完成。

在规格树上和界面中也可以确认局部尺寸或弦高已经设定完成（见图 1-16）。

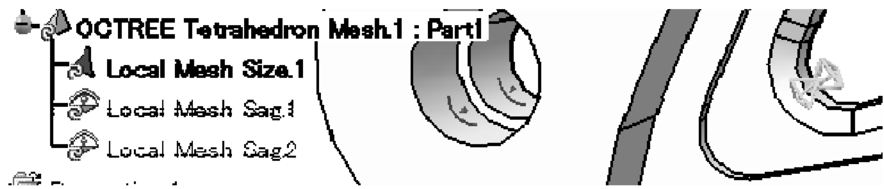


图 1-16　完成网格局部尺寸定义后的状态

同样，局部尺寸和弦高的定义也可通过单击“局部尺寸”的图标和“局部弦高”的图标来进行。

在本次分析练习中，不定义局部的网格尺寸和弦高。

1.2.4　定义特性

如前所述，如果实体零部件已定义了材料，系统会自动定义材料特性，没有必要自定义材料特性。如果要自定义材料特性，可按下面的步骤进行：

1）单击“3D Property”图标

2）界面上显示实体特性定义的窗口（见图 1-17）。

3）选择界面上的实体零部件。

4）单击“OK”按钮，结束定义过程。

前面提到，如果实体零部件没有定义材料信息，可在分析文档资料里利用用户自定义材料来设定特性，其方法如下：

1）单击“User Material”图标 。

2）界面上如 1. 1 节在实体零部件上定义材料时显示出材料库。



图 1-17　实体特性定义的窗口



图 1-18　用户材料的定义

3）选择与所需定义材料相近的材料名，单击“OK”按钮后，规格树上则显示用户材料的定义（见图1-18）。

如所需定义材料的特性和材料库里的数值不一致，可双击规格树上“用户材料”来键入自己需要的数值，使用自定义材料的方法如下：

1）单击“3D Property”图标。

2）界面上显示实体特性定义的窗口（见图1-19）。

3）选择界面上的实体零部件。

4）勾选“User-defined material”选项，在Material的规格树上选择已定义的“User Material. 1”（见图1-20）。

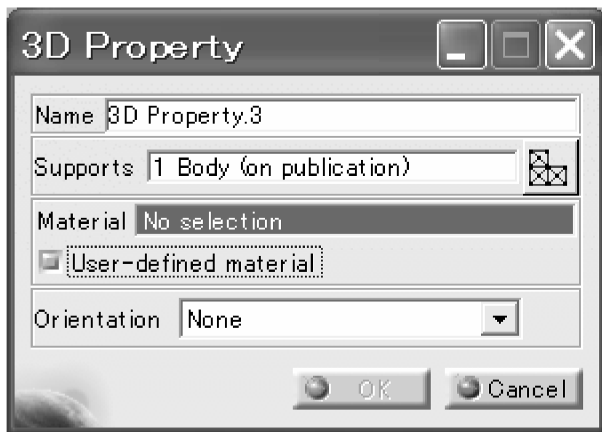


图1-19　实体特性定义的窗口

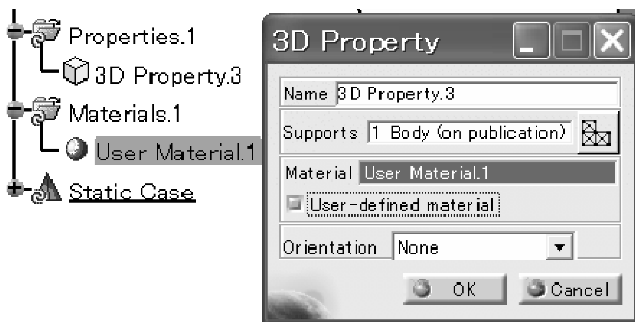


图1-20　定义了实体特性后的状态

5）单击“OK”按钮后，规格树上则显示出材料特性的定义。

1.2.5　网格和特性的检查与确认（可选项）

利用“模型检查（Model Check）”命令，可对已定义的材料、网格、特性进行检查。

1. 模型检查

单击“Model Check”（模型检查）图标

如果定义有问题，则会在“模型检查”对话框中，显示红色信号灯和“有问题”定义项的“KO（Knock Out）”的信息，见图 1-21。

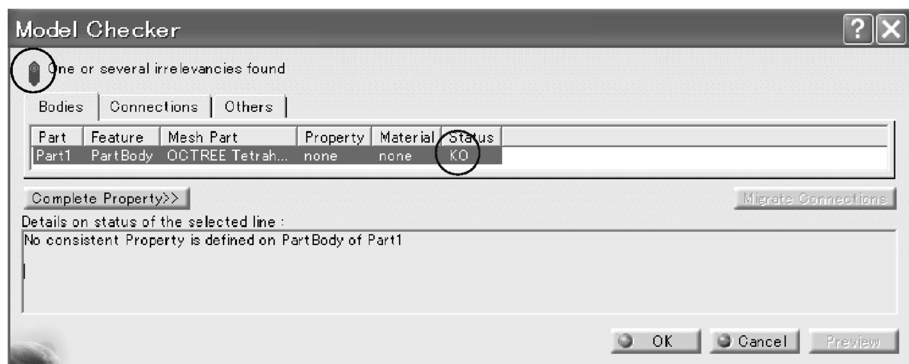


图 1-21　模型检查出定义有问题时的对话框

如果定义没有问题，则在“模型检查”对话框中，显示绿色信号灯和“没有问题”定义项的“OK”的信息，见图 1-22。

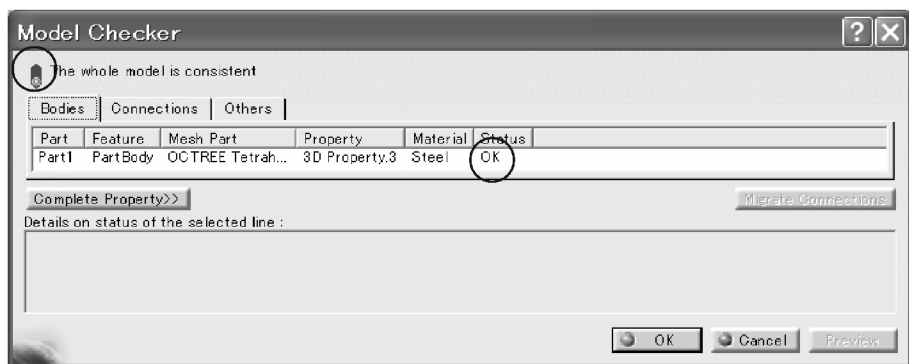


图 1-22　模型检查定义没有问题时的对话框

2. 确认具体网格的图像（可选项）

在定义约束、载荷条件等前处理之前，可以对设定的网格通过显示具体网格的图像来加以确认。

1）选择规格树上的有限元模型下拉列表中的“节点和单元（Nodes and Elements）”选项，单击鼠标右键（见图 1-23）。

2）从下拉菜单中选择“Mesh Visualization”（显示网格）选项（见图 1-24）。

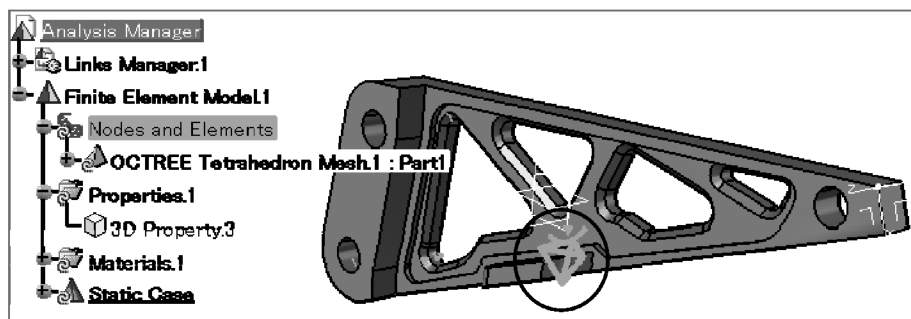


图 1-23　确认已设定的网格定义



图 1-24　选择“Mesh Visualization”选项

3）系统自动进行网格划分并显示网格的图像（见图 1-25）。

在界面上单击鼠标左键并在网格图像上移动，可以显示鼠标所在位置的单元号码和节点号码，也可以单击鼠标右键并在下拉菜单中进行诸如将网格的构成输入到 Excel 或转换成文本文件等一系列的操作，还可以用图 1-26 所示工具栏中的“Information”（信息）按钮来显示图像中所包含的信息。

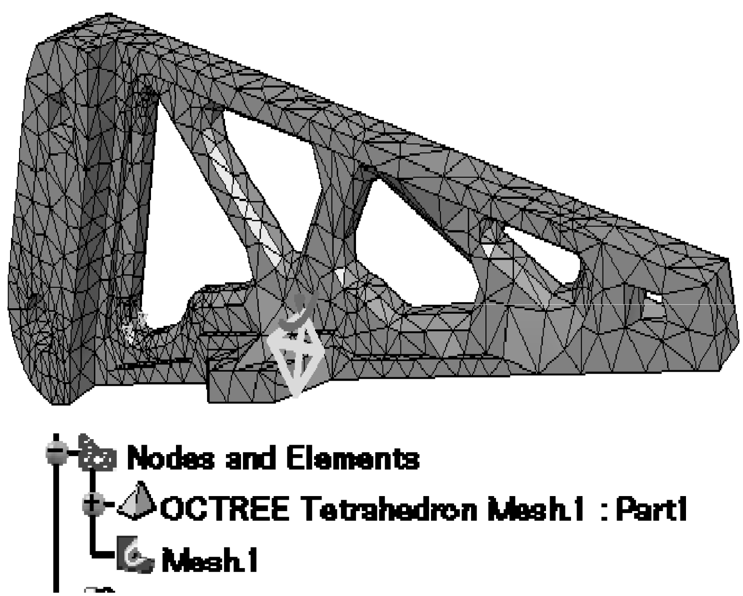


图 1-25　划分后的网格

在图 1-27 中，可显示网格的信息。图中左边是选择“Information”按钮后选择规格树上的网格“Mesh. 1”选项后显示的节点和单元的总数；右边是选择“Information”按钮后利用鼠标左键选择图像的某一单元后所显示的单元形心坐标和构成此单元的节点号等信息（见图 1-27）。

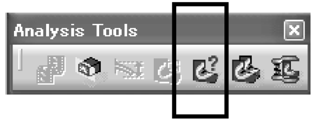


图 1-26　工具栏中的信息显示按钮

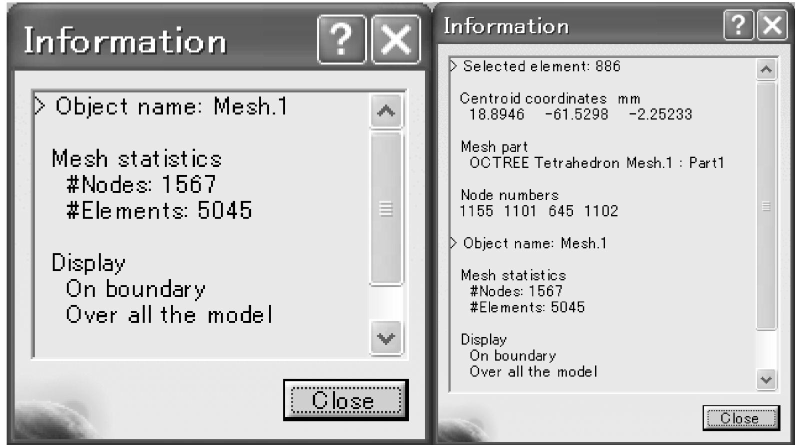


图 1-27　相关网格信息



在 CATIA V5 分析中的图像都可以通过上述类似方法将其中所包含的信息提取出来。

3. 终了时的操作 1

单击“Delete”按钮从规格树上将“网格（Mesh. 1）”删除。

4. 终了时的操作 2

1）选择规格树上的“网格（Mesh. 1）”选项后，单击鼠标右键。

2）从下拉菜单中选择“Activate/Deactivate”激活/非激活选项（见图 1-28）。

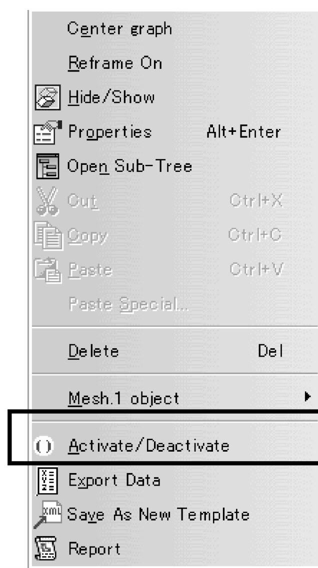


图 1-28　下拉菜单里选择“Active/Deactive”选项

3）网格显示即呈现非激活状态（见图 1-29）。

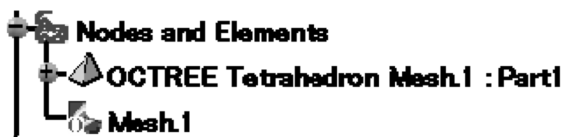


图 1-29　非激活状态下网格在规格树上的状态



在 CATIA V5 分析中的图像在确认完成后，都可以通过上述类似方法进行处理。到此，网格单元的确认完成。

1.3　文档管理

本节将对开始分析工作前的文档管理及其操作方法加以说明。由于文档管理已有默认的设定，为此，初学者跳过本节也不妨碍后续的学习。

CATIA 的分析文件包括下列几类：

1）分析的主文件（CATAnalysis）。内含网格、约束、载荷等前处理信息，计算求解方法以及结果处理的信息。

2）计算文件（CATAnalysisComputation）。有限元计算的数据文件。

3）结果文件（CATAnalysisResult）。位移和应力等结果的后处理数据。

另外，还有计算时暂时产生的数据，如刚度矩阵等。

若要修改分析文档的各文件收藏夹与存放的目录，可以遵循下面的步骤。

1.3.1　变更分析文件的文件名

1）如图 1-30 所示，执行 File/Save Management（文件/保存管理）命令。

2）选择“Save As（另存）”按钮（见图 1-31）。

3）变更分析文件名。

（变更前）　Analysis1. CATAnalysis（默认的文件名为：Analysis + 数字 . CATAnalysis）

（变更后）　Hanger. CATAnalysis。

（默认的文件名为：Analysis + 数字 . CATAnalysis）

4）单击“OK”按钮。

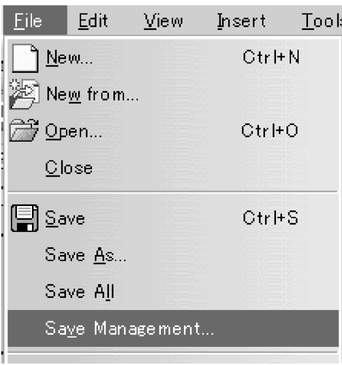


图 1-30　文件/保存管理

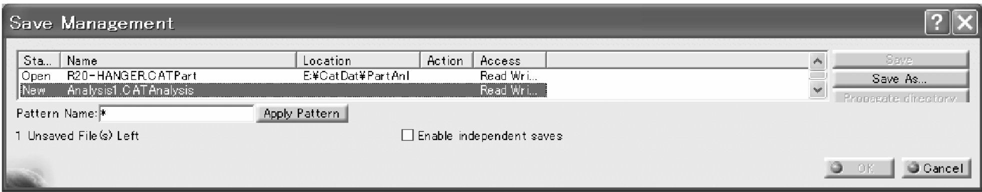


图 1-31　文件保存

1.3.2　计算文件和结果文件的路径设定

1）单击“External Storage（外部存储）”的图标。

2）在弹出的窗口中单击“Modify（修改）”按钮（见图 1-32）。

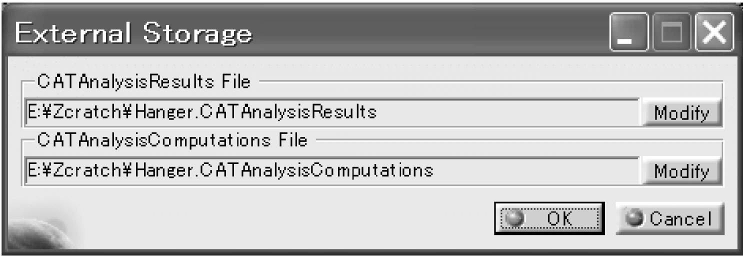


图 1-32　计算文件和结果文件的外部存储

3）指定存放计算文件和结果文件的路径。

4）单击“OK”按钮，可以在规格树上确认计算文件和结果文件的外部存储已经显示（见图 1-33）。

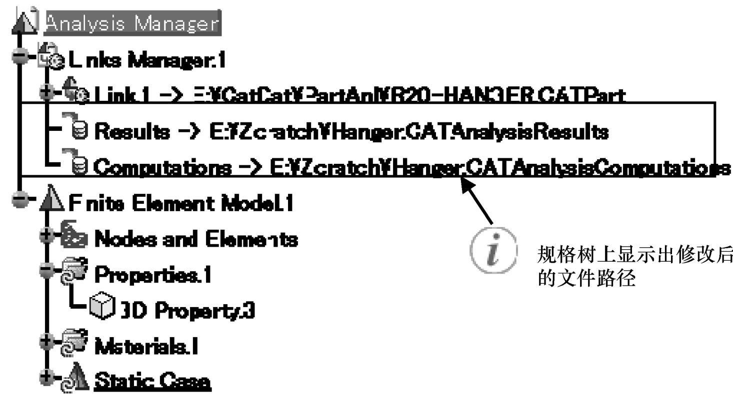


图 1-33　计算文件和结果文件的外部存储在规格树上的显示

CATIA 安装后的文件一般是在 C 盘路径下。

1.3.3　指定存放暂时产生的数据文件的路径

1）单击“Temporary External Storage（暂时外部存储）”的图标（见图 1-34）。

2）在“Temporary External Storage Folder（暂时外部存储目录）”的菜单中单击“Modify（修改）”按钮来指定存放暂时产生的数据文件的路径（见图 1-35）。

3）单击“OK”按钮。

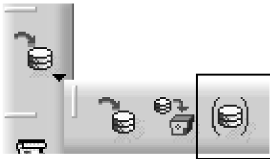


图 1-34　暂时外部存储

计算文件和结果文件及暂时产生的数据文件的路径的默认设定和 CATIA 的安装文件路径在同一盘中。如果安装文件的路径所在盘的容量较小，计算时会出现问题，所以要尽量指定一个容量较大的目



图 1-35　暂时外部存储文件的存放路径

录来存放计算文件和结果文件及暂时产生的数据文件。

1.3.4　通过 Tool/Options（工具/选项）来设定

通过 Tool/Options（工具/选项）来设定的优点是不必每次都在建立新的分析文档时进行上述的操作。

1）从下拉菜单中选择 Tool/Options（工具/选项，见图 1-36）。

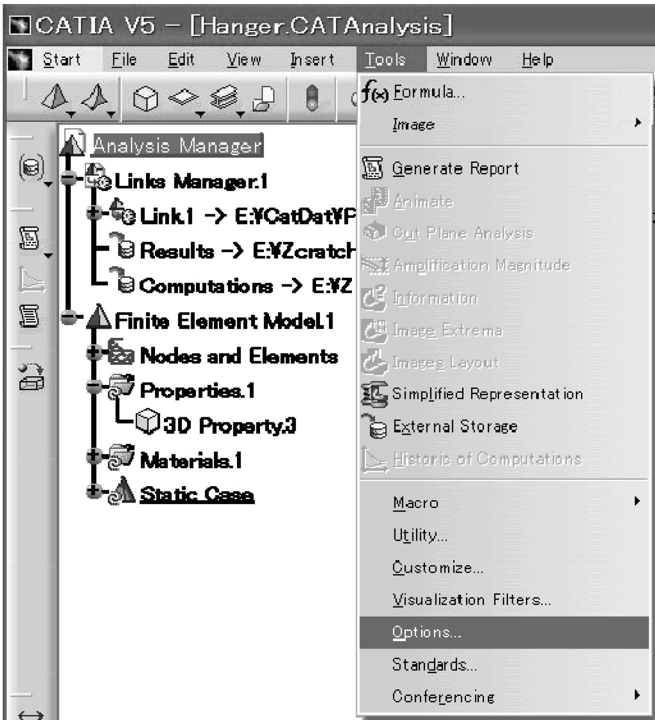


图 1-36　Tool/Options（工具/选项）

2）从弹出的规格树中选择“Analysis & Simulation（分析和模拟）”进行各种相应的设定（见图 1-37）。

图 1-37 所示为对外部存储的设定。另外，还可以设定一些与分析相关的选项，

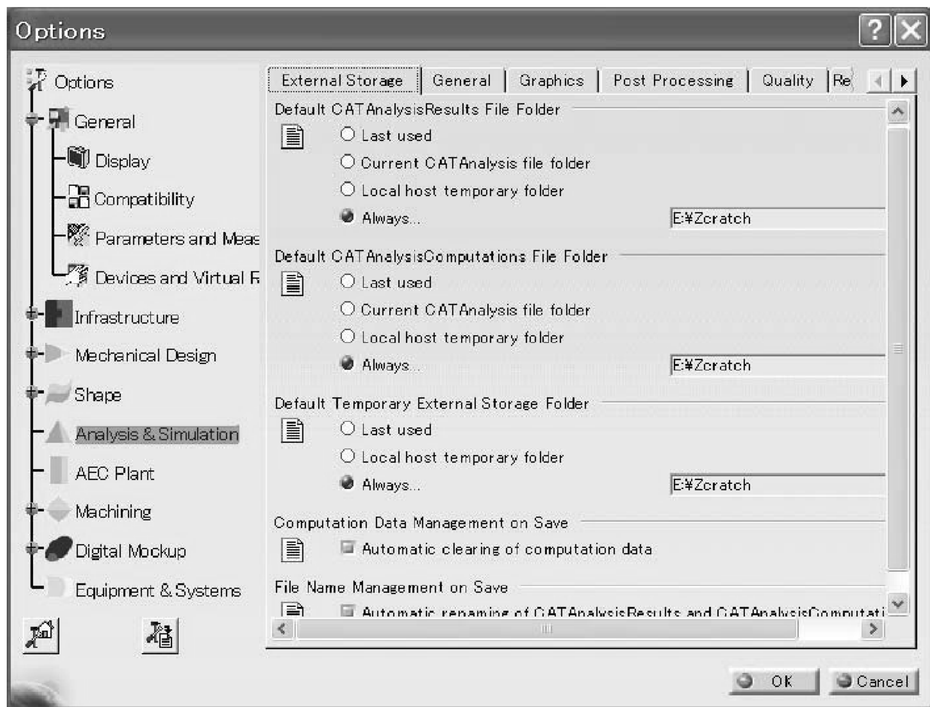


图 1-37　“工具/选项”里的外部存储的设定

此处不再赘述。

1.4　静应力分析的步骤

静应力分析的基本步骤可按 1.1 节中所述的顺序：约束条件→载荷条件→计算求解→结果表示来进行。

1.4.1　静应力分析的前处理（约束、载荷的定义）

下面将说明如何定义约束条件、载荷条件等静应力分析的前处理事项。

1. 定义约束条件

约束是用来限制物体沿坐标轴的并进（平行）和转动方向运动的条件。CATIA 备有各种约束条件，使用频率高的有固支约束（Clamp）、自由度约束（User-defined restraint）和面滑移约束（Surface Slider）等。

（1）固支约束（Clamp）　固支约束（Clamp）是将全部的并进、转动自由度加以约束，其设定方法如下：

1）单击“固支约束（Clamp）”图标。

2）用鼠标选择指定面、边、顶点等需要施加约束的对象（见图 1-38）。

3）单击“OK”按钮。

在被指定面、边、顶点等对象上显示固支约束的符号，并在规格树上显示相应的特征（见图 1-39）。

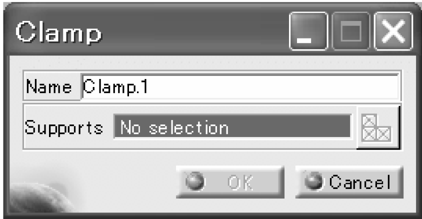


图 1-38　固支约束

（2）自由度约束（User-defined restraint）

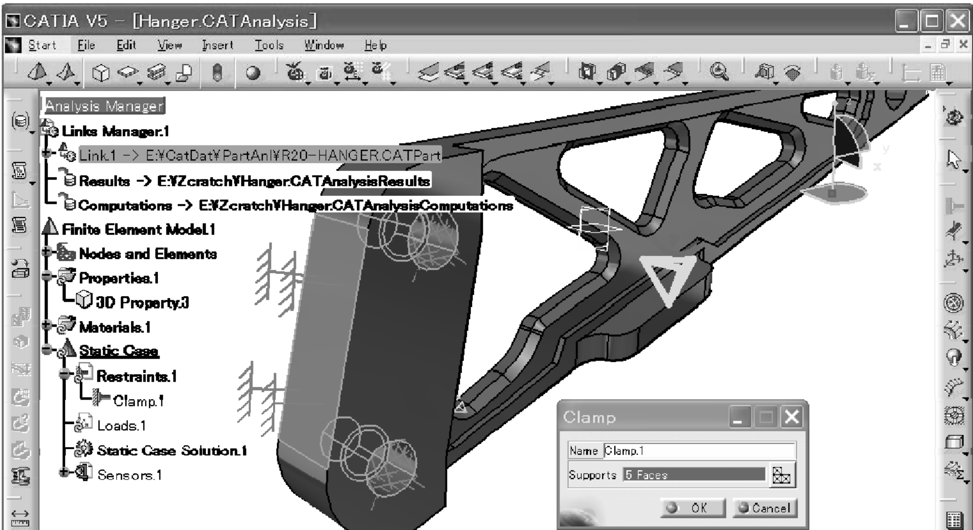


图 1-39　固支约束的符号

通过自由度约束（User-defined restraint）可对任意一个并进和转动自由度加以约束。自由度约束可作用于面、边、顶点和假想部件（假想部件将在后面的章节中描述）等，其约束的自由度既可参照全局坐标系，还可参照局部坐标系，其设定方法如下：

1）单击“自由度约束（User-defined restraint）”的图标。

2）在弹出的“自由度约束（User-defined restraint）”的窗口中选择需要约束的自由度，并用鼠标选择指定面、边、顶点等需要施加约束的对象（见图 1-40）。

Supports：指施加条件的对象（面、边、顶点等）。

Axis System：Global 为全体坐标系；Implicit 为默认坐标系，如果指定的面是圆柱面或球面，系统会自

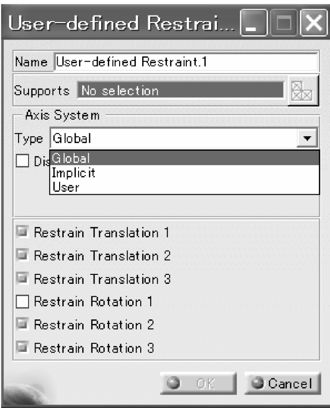


图 1-40　自由度约束

动默认圆柱坐标系或球坐标系；User 为用户坐标系。可以选择预先在零部件设计中生成的用户坐标系来作为参照。

3）单击“OK”按钮。

4）在被指定面、边、顶点等对象上显示“自由度约束（User-defined restraint）”的符号，并在规格树上显示相应的特征（见图 1-41）。

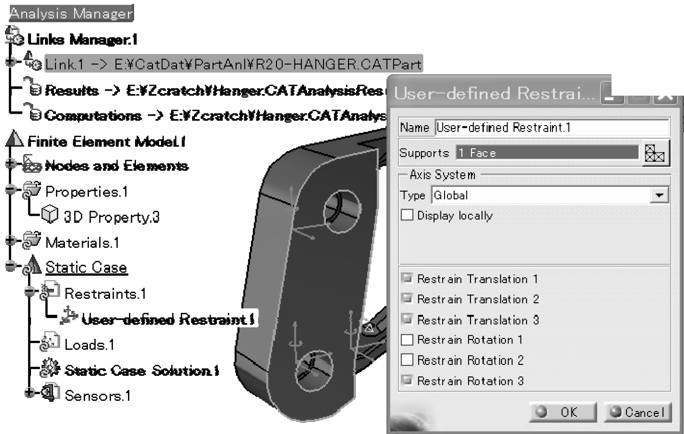


图 1-41　自由度约束的符号

用符号来表示被约束住的并进和转动自由度。

图 1-42 所示为指定了圆柱面并使用默认坐标系来施加自由度约束时的情形，界面中圆柱面的径向自由度已被约束，而周向和轴向的并进自由度和三个转动自由度均未被约束，均为自由的。

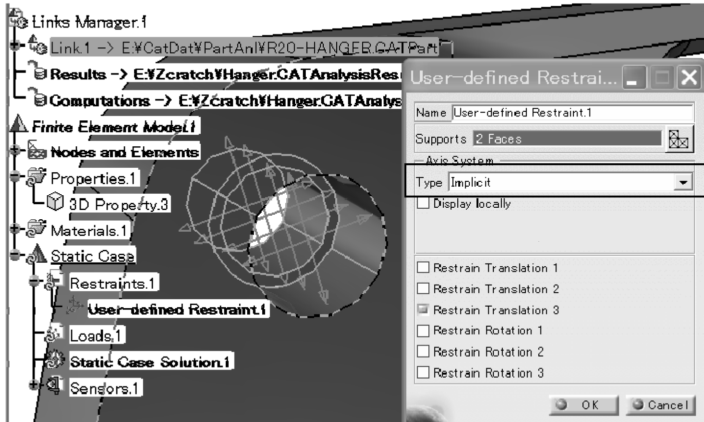


图 1-42　使用默认坐标系来施加自由度约束

①　Display Locally 选项可显示圆柱面径向、周向和轴向的坐标在 1-2-3 里的

对应号码。

② 如果全部的六个自由度均被选择，自由度约束的效果就与固支约束相同。

（3）面滑移约束（Surface Slider）

面滑移约束（Surface Slider）：面的垂直方向的并进自由度面被约束，而物体可以沿面内方向自由滑动。类似于有一个固定的刚性面与所选的面相重合，而物体在此刚性面上可无摩擦地滑移，但在面的法线方向因与刚性面相重合而无法变形。

面滑移约束只能应用于面，约束的面可不是平面。

2. 其他的约束条件

其他的约束条件有如下几种，在实际应用时要选择最合适的约束条件。

（1）在虚拟部件上定义的约束条件（虚拟部件在本章第 7 节讲述）

1）滑块约束（Slider）。在与物体相连的支点（Handler Point）处约束了 2 个方向的并进自由度和所有的转动自由度，所以物体在支点处可沿没有约束住的并进自由度的方向如滑块那样运动（见图 1-43）。

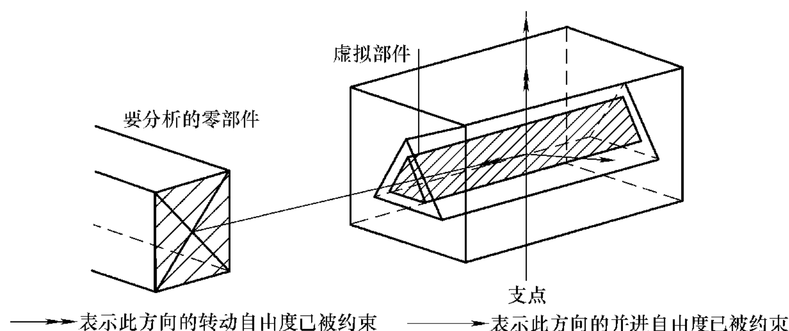


图 1-43 虚拟部件上定义的滑块约束（Slider）

2）球铰约束（Ball Joint）。在与物体相连的支点（Handler Point）处的并进自由度已全部被约束住，但物体可绕此支点（Handler Point）自由地转动（见图 1-44），故称为球铰约束。

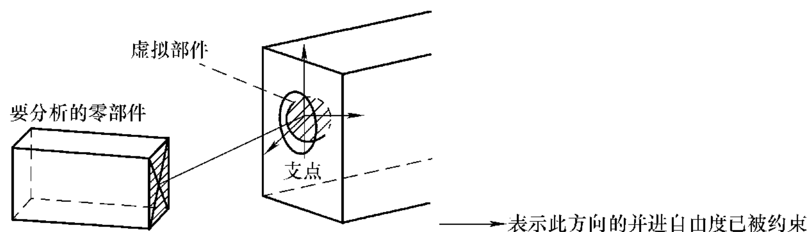


图 1-44 虚拟部件上定义的球铰约束（Ball Joint）

3）滑块铰链约束（Sliding Pivot）。在与物体相连的支点（Handler Point）处的 2 个并进自由度和 2 个同方向的转动自由度已被约束住，因而物体在支点处可沿没

有约束住的并进自由度的方向如滑块那样运动并绕滑动方向转动（见图1-45）。

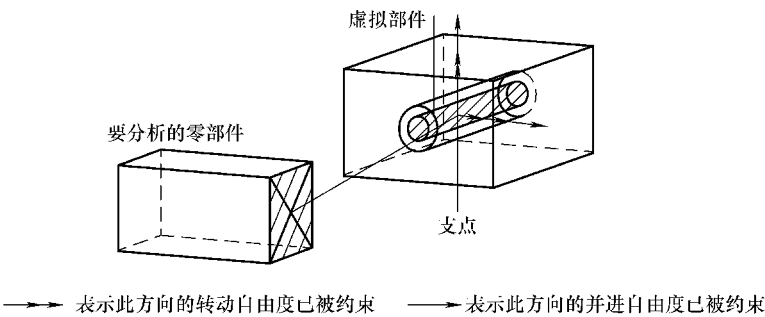


图1-45 虚拟部件上定义的转轴铰链约束（Sliding Pivot）

4）铰链约束（Pivot）。此约束可看作是圆锥形铰或纺锤形铰。在与物体相连的支点（Handler Point）处的3个并进自由度和2个同方向的转动自由度已被约束住，因而物体可在支点处绕给定的轴转动（见图1-46）。

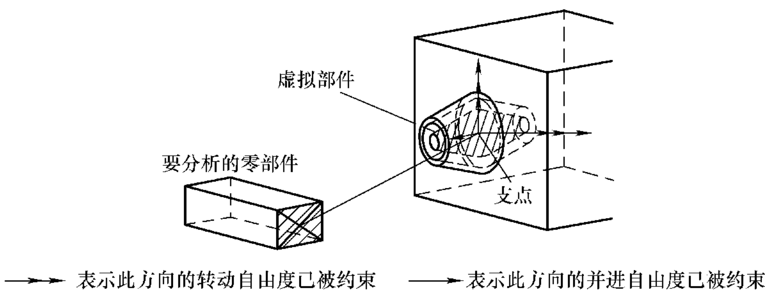


图1-46 虚拟部件上定义的铰链约束（Pivot）

（2）静定约束（Isostatic）静定约束。系统自动地选择不在同一直线上的3点并将其位移按图1-47所示施加约束。显然，这个约束条件的目的是为了消除刚体位移。

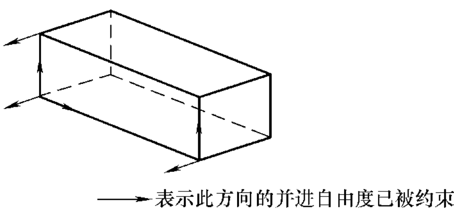


图1-47 虚拟部件上定义的静定约束（Isostatic）

静定约束常被用于一种称为惯性释放（Inertia Relief）的模拟。可用来模拟如飞机、船舶、空间飞行器类物体在匀速运动时的应力状态，以及如摩托车制动时的应力状态等。因为没有明显的约束条件，所以应先施加一个平衡约束，然后在结构上施加一个假想的约束反力（惯性力）来保证结构上合力的平衡。在后面章节中会提到。

另外，使用静定约束时，被约束的3点是系统自动选择的。如果一定要在指定

的 3 个顶点上施加类似的约束，可利用上面讲述的自由度约束来做，作用是一样的。

回到本次要分析的挂架模型，最终定义好的约束条件如图 1-48 所示，即在左端的两个圆孔面上施加固支条件，代表挂架在这两处固定在支座上。

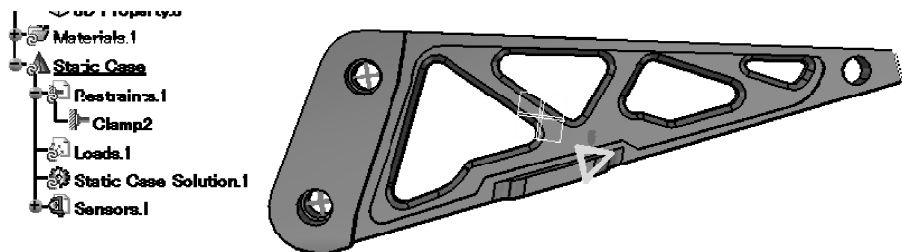


图 1-48 左端的两个圆孔面上施加了固支条件的挂架

以上内容讲述的是约束条件。下面讲述载荷条件。

3. 定义载荷条件

在本节中，讲述压力和其他各种不同力的载荷条件。

由于每个载荷定义的操作过程大多类同，此处以“分布力（Distributed Force）”为例来说明。

（1）分布力（Distributed Force） 分布力（Distributed Force）可定义在点（CAD 的点、顶点）、边和面上。定义在点上的分布力称为集中力，即点载荷。定义在边和面上时，是分布在边和面的节点上的力。要注意这种分布模式不能保证一定均匀。其定义方法如下：

1）单击“分布力（Distributed Force）”的图标。

2）从弹出的“分布力“的窗口（见图 1-49）中，分别在 Supports（面、边、点等载荷定义的对象）选项选择挂架的前右端的圆孔面、在 z 方向（指向界面下方）输入 -300N 的载荷值。

3）单击“OK”按钮。

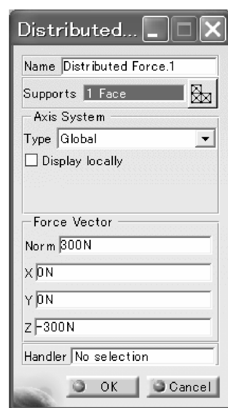


图 1-49 分布力的窗口

4）可以确认在被指定载荷的对象上显示分布力的符号，并在规格树上显示相应的特征。

因此，在要进行分析的挂架模型上，最终定义好的约束条件是在左端的两个圆孔面上施加固支条件，而载荷条件则是在右端的圆孔的 z 方向施加 -300N 的分布力（见图 1-50）。

（2）以密度表征的力（Force Density） 与分布力不同，“以密度表征的力（Force Density）”可定义在面和边之上，但不能定义在点上。因为对点来说不存在

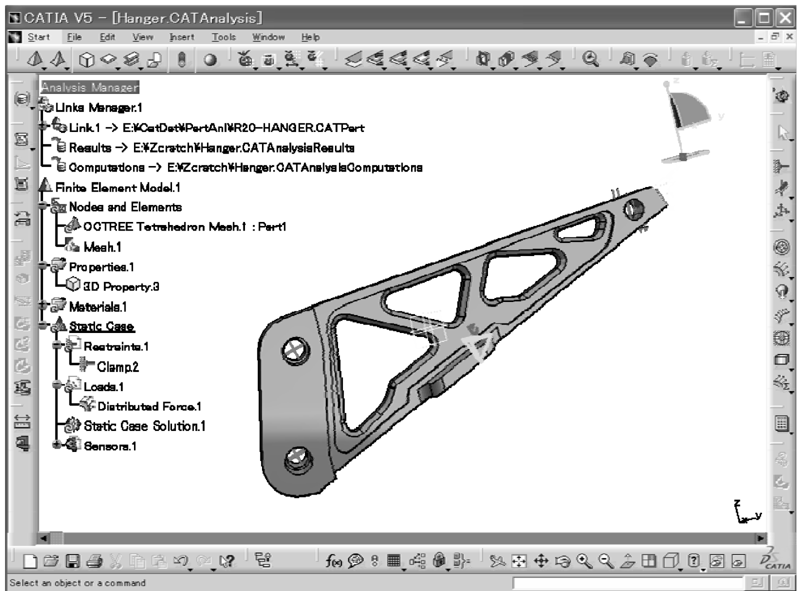


图1-50　左端两个圆孔面上施加了固支条件，右端的圆孔的 z 方向施加 -300N 的分布力的挂架

密度的概念。

“以密度表征的力（见图1-51）”可保证力在边或面上均等地分布，而分布力则不能保证力在边或面上一定均等分布。所以，若一定在边或面上分布均等的力，须使用“以密度表征的力”，而不是分布力。



图1-51　以密度表征的力

“以密度表征的力”和“分布力”的不同作用。分布力可以用来定义集中力或从支点（Handler Point）传播开来的力；而“以密度表征的力（Force Density）”则用来定义在边或面上均等分布的力。

（3）面压（Pressure）　面压是单位面积上的力，单位为 Pa（或 N/mm^2）。面压，只能定义在面上，而且力的方向必定是与面的法线方向相重合的。而用“以密度表征的力”定义的力的方向则不必与面的法线方向相重合。

如图1-52所示，面压载荷还可将预先定义在 Excel 或 Text 文本文件中的载荷信息映射（Data Mapping）到指定的面



图1-52　面压载荷和映射

上。用此方法，可以定义不均匀分布的压力，如水压、飞机机翼上的空气动力载荷等。而且，Excel 或 Text 文本文件中的坐标值不必与应力分析中的表面网格的节点坐标相一致，系统会自动地进行映射，大大减轻定义载荷的负担。

（4）强制变形（Enforced Displacement）　强制变形又称为强制位移，是指物体的某一部分强制性地在一个或多个自由度方向上发生了一定的位置变化（变形）。如果 CAE 工具对应于小变形理论，则注意给定的强制变形值会受小变形理论的支配，即不应太大。

强制变形　是作用于约束条件上的载荷（见图 1-53）。

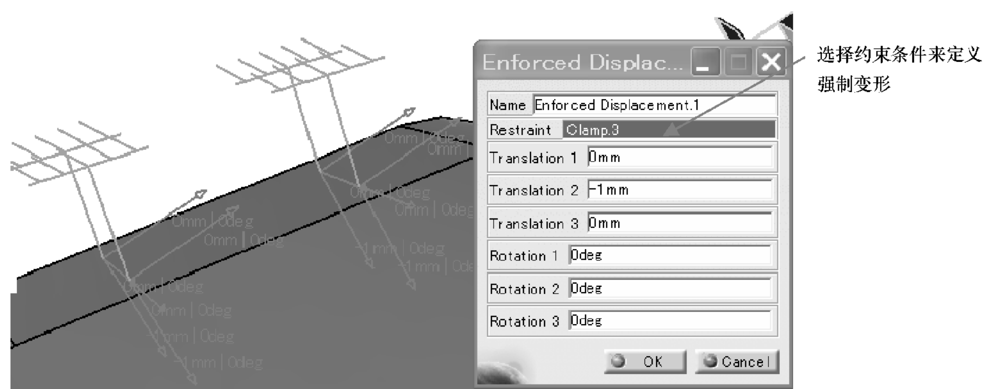


图 1-53　强制变形（Enforced Displacement）



强制变形的定义在 CATIA V5 分析中分为以下两步：

① 在要定义强制变形的地方定义一个约束条件，它仅约束要施加强制变形方向的自由度。

② 选择第一步已定义的约束条件来给定变形量。

并不是所有的工具都需要分两步来定义强制载荷。例如，同样是 V5 的 AFC（Abaqus for CATIA）或 ANL（Nonlinear Analysis），都可以直接在约束条件中给出变形量，一个非零的变形量则表示强制变形。

（5）加速度（Acceleration）　加速度载荷是一种体积力，所以是针对体（Body）来定义的。如果给定的值为重力加速度（9.8m/s^2），就可以表征自重（见图 1-54）的作用。

加速度是针对体（Body）来定义的用来表征惯性力的，其单位为 m/s^2。



定义自重可以通过加速度载荷（重力加速度 9.8m/ s^2）来定义。

（6）离心力（Rotation Force）　离心力也是一种体积力，是针对体（Body）来定义的。此外，还需指定回转轴（预先需有一条几何的线来代表回转轴）和角速度（见图 1-55）。

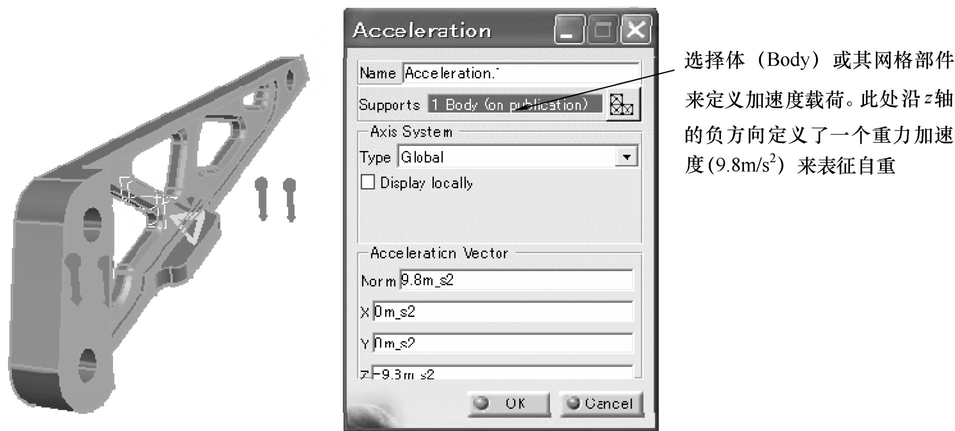


图 1-54　通过定义加速度载荷来表征自重

离心力是因回转运动而引起的与回转中心相反方向的载荷，单位为角速度 rad/s 或转/分（turn/min），角加速度 rad/s^2。

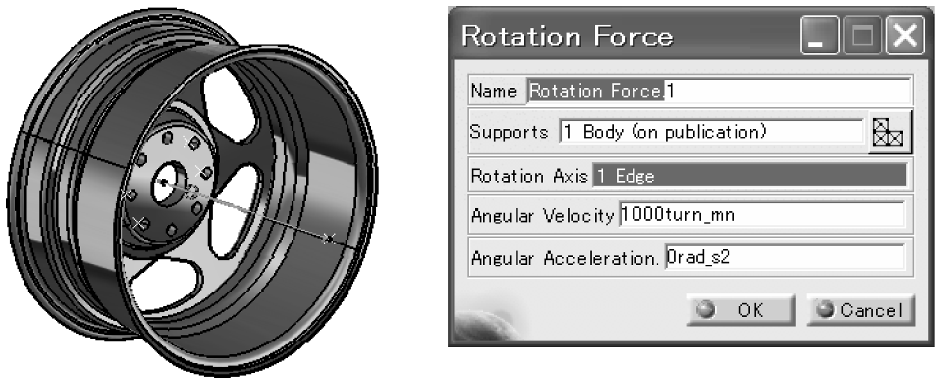


图 1-55　离心力（Rotation Force）载荷

（7）弯转矩（Moment） 弯转矩（Moment）可定义在假想部件上或直接定义在几何形状上。系统自动地将定义的弯转矩转化成为一个等效的力偶。常被用来定义扭转作用的转矩（见图 1-56）。

弯转矩是使物体产生回转作用的载荷，其单位为 N·m。

（8）轴承载荷（Bearing Load） “轴承载荷（Bearing Load）”是轴承类物体作用于分析对象的圆筒面或回转面上的

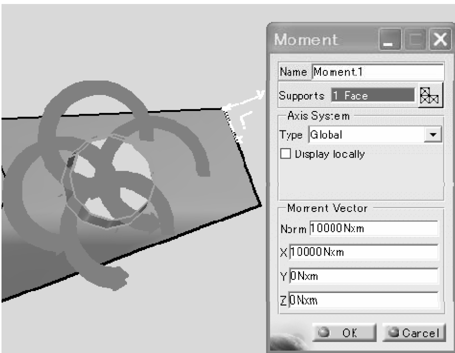


图 1-56　弯转矩（Moment）

接触型载荷。它可以避免因接触分析而产生的计算代价。

轴承载荷是针对圆筒面或回转面而设定的载荷（见图 1-57）。载荷的分布可以选择正弦函数或二次抛物线分布，还可指定载荷在面上的分布范围。其单位为N/m^2。

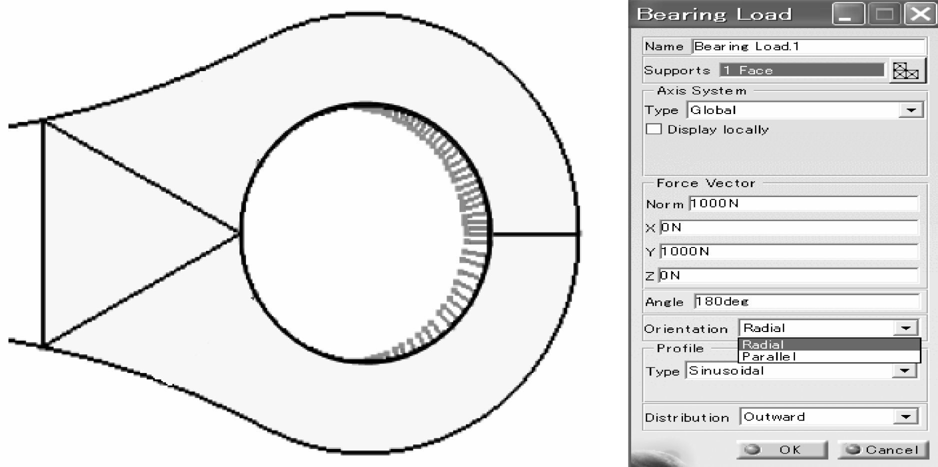


图 1-57 轴承载荷（Bearing Load）



可用轴承载荷模拟路面作用于轮毂的载荷（见图 1-58）。

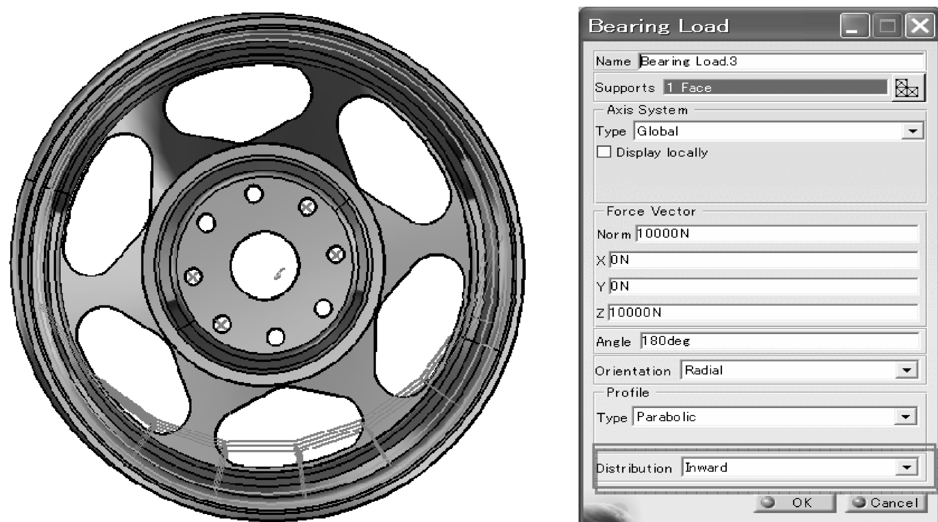


图 1-58 用轴承载荷来模拟如路面经轮胎作用于轮毂的载荷

4. 其他载荷条件

除以上常用的载荷以外，还有以下的载荷条件供使用。

单位长度上分布的力：作用在边上的力，单位为 N/m。

单位面积上分布的力：作用在面上的力，单位为 N/m²。

单位体积上分布的力（体积力）：作用在体上的力，单位为 N/ m³。

输入的力：对指定的面、边或点，通过定义在外部文件（Excel 或文本文件）中力的信息来输入力载荷。

输入的弯转矩：对指定的面、边或点，通过定义在外部文件（Excel 或文本文件）中的弯矩或转矩载荷信息来输入弯矩或转矩载荷

组合载荷（Combined Loads）：如图 1-59 所示，在同一个分析文档资料中有多个分析案例时，可在新的案例中应用前面案例中已定义好的载荷进行组合而成新的载荷（见图 1-59）。

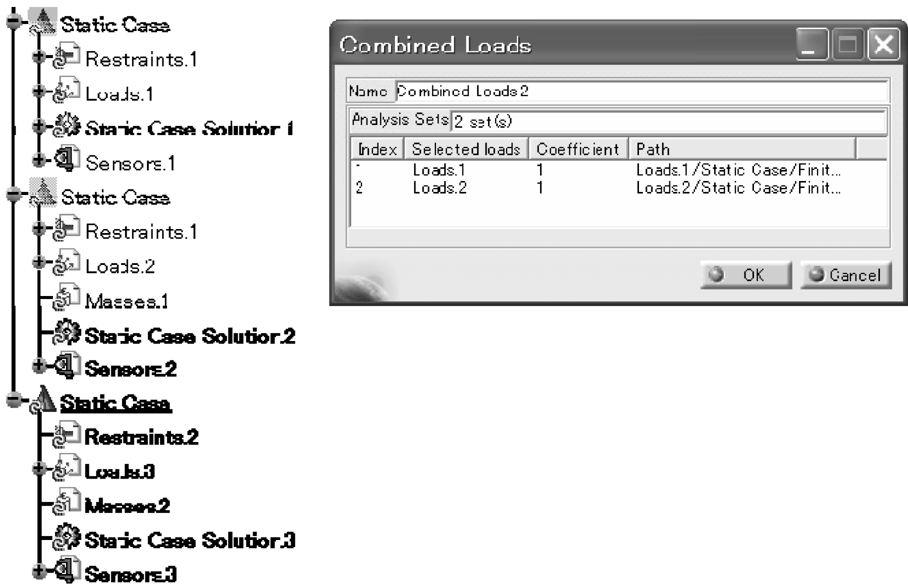


图 1-59　组合载荷（Combined Loads）

装配载荷（Assembled Loads）：当分析装配体时，不是直接针对装配体 CAD 模型来作分析，而是利用（组成装配体的）零部件上已定义好的分析文档时，装配载荷可利用组装零部件分析文档里的载荷组成新的载荷用于装配体分析。

以上讲述的是静应力分析的前处理工作的主要内容。

1.4.2　静应力分析的计算求解

本节讲述静应力分析的计算求解的内容。

1. 开始计算

1）单击“计算（Compute）”图标。

2）从“计算（Compute）”菜单里选择需要的选项（见图 1-60），此处选择

"全部（All）"。

选项有：全部（All）；网格（Mesh only）；选择要分析的案例（Analysis Case Solution Selection）；选择由同一约束定义的案例（Selection by Restraint）。

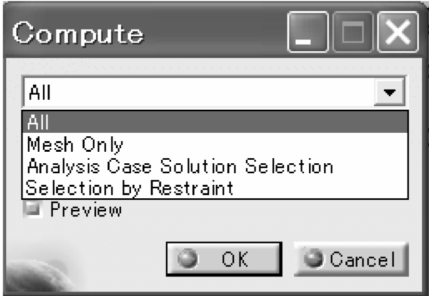


图 1-60 计算（Compute）菜单里的选项

勾选"预览（Preview）"选项，系统会提示计算所需的大概的 CPU 时间，分析文档所占的磁盘空间大小。要注意该估值是不精确的，特别是存在接触定义时。

3）单击"OK"按钮。

4）预估的结果会显示出来（见图 1-61）。

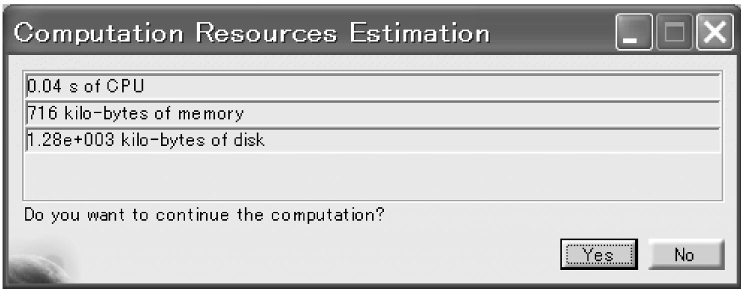


图 1-61 预估的计算所需的内存、CPU 时间和存储容量结果

5）单击"Yes"按钮，系统则开始计算，同时显示各个计算环节的进度直至计算完成。如果没有勾选"预览（Preview）"选项，系统则跳过预估 CPU 时间、文档磁盘空间的步骤，直接进入计算（见图 1-62）。

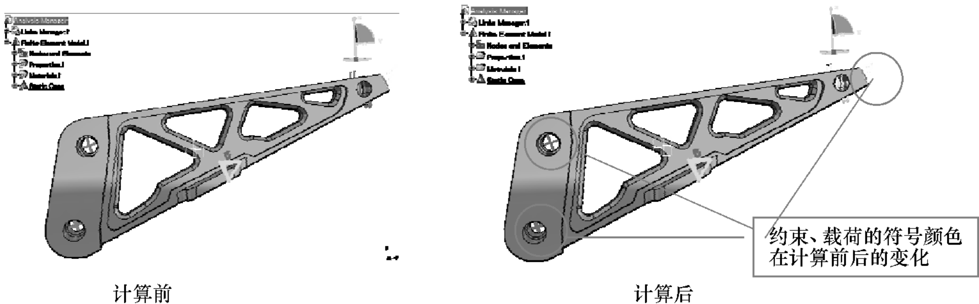


图 1-62 计算前后约束条件和载荷条件符号的颜色从红变成蓝色和黄色

2. 求解器的算法（选项）

CATIA V5 分析的静应力分析算法有 4 种，一般情况下只需使用默认的选择，

没有必要自己设定。如有需要，可以由用户自己调整，方法如下：

1）用鼠标的左键双击规格树上的“静应力分析案例（Static Case Solution. 1）”。

2）从弹出的窗口中可选择如下的算法（见图1-63）：

①　自动（Auto）。求解器将对计算模型自动选择算法进行计算。

②　高斯法（Gauss）。针对疏松矩阵的直接法，具有计算速度快的特点。

③　梯度法（Gradient）。又称为间接法。在有同等资源（内存等）的情况下，可计算比用高斯法计算更大的模型。但需设定如最大迭代次数、迭代精度等参数。

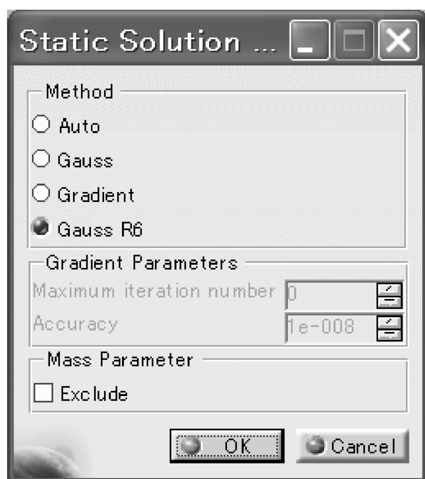


图1-63　静应力分析的算法

④　高斯法R6（Gauss R6）。从R6开始改良的高斯法，是默认的选择。它具有高速、稳定等优点，适合大规模模型的计算。

3. ELFINI求解器能使用的内存大小和并行计算的核的数目

目前的R20，CATIA V5分析的ELFINI求解器在32位Windows环境下最大可使用4GB的内存，并使用4个核来进行并行计算。从R14开始支持64位Windows环境，最大可使用16GB的内存，并使用4个核来进行并行计算。

4. ELFINI求解器的计算Log文件

计算终了后，可确认ELFINI求解器的Log文件。在该文件中，可确认每个计算步骤的详细信息（如CPU的时间、Elapse时间、实际使用的内存量、各种计算的结果等）。打开Log文件的方法如下：

1）单击“ELFINI求解器Log文件（Elfini Solver Log）”的图标。

2）从弹出的对话框中可定义存放Log文件的路径（见图1-64）。

3）用户可在该路径下找到Log文件（txt文件）。

在计算过程中，用户也可找到Log文件，复制后打开以确认计算的进程等有用信息。



图1-64　Log文件的存放路径

1.4.3 静应力分析的后处理

本节讲述分析求解过程终了后的结果后处理过程中如何生成图像、报告，以及其他功能。

1. 开始后处理前的阴影表示模式的设定

1）从 CATIA 的下拉列表（见图 1-65）中选择“View”/“Render Style”/“Customize View”命令。

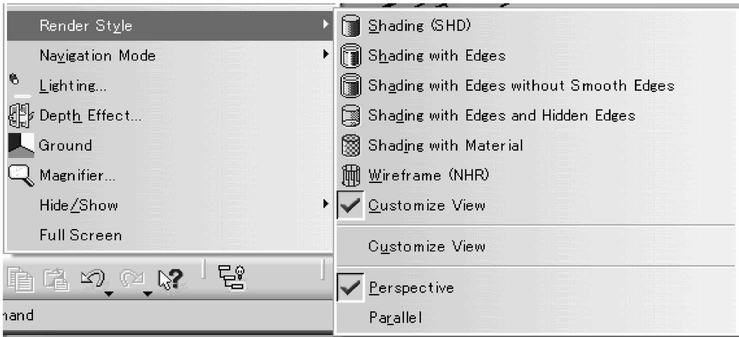


图 1-65 阴影表示模式的设定

2）从弹出的“View Mode Customization”对话框（见图 1-66）中勾选“Edge and points”、“Shading”和“Material”三项。

3）此时，分析模型会显示所设定材料的颜色（见图 1-67）。

2. 生成后处理用的图像

CATIAV5 分析产品可生成所需要的后处理图形，选择有代表性的来进行说明。

（1）网格的表示

1）单击“Deformation（变形）”图标。

2）处于变形状态的网格显示在画面上（见图 1-68）。

3）不变形网格的表示（可选项）

① 用鼠标的左键双击规格树上的“Deformed Mesh. 1（变形网格）”选项。

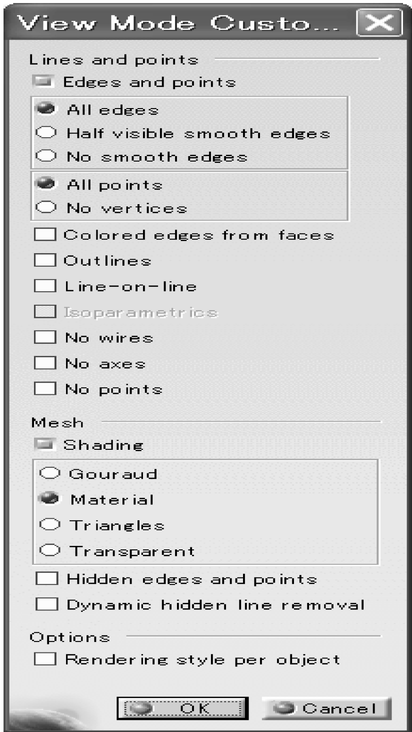


图 1-66 表示模式

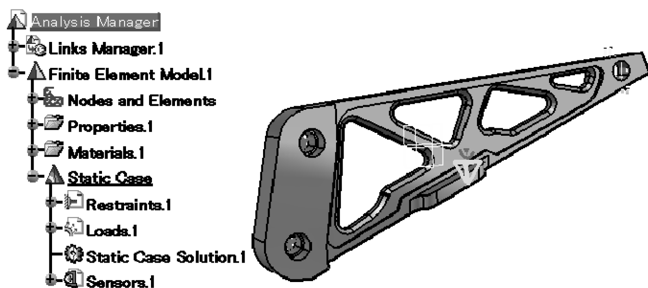


图1-67 模型显示出所设定材料的颜色

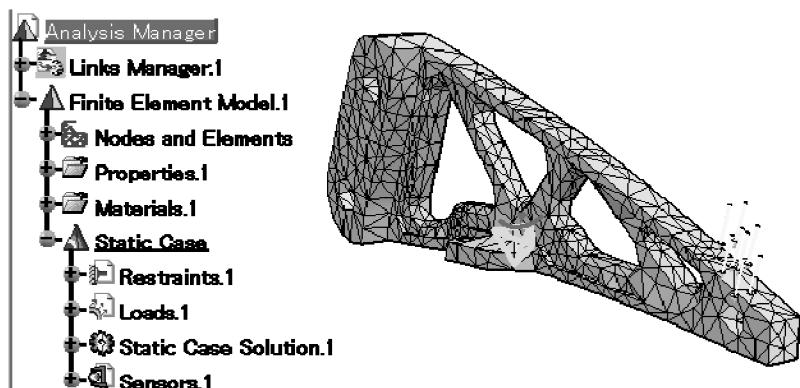


图1-68 变形状态的网格

② 在弹出的对话框中将被选的“Deform according to …”的选项处于OFF（非选状态），如图1-69所示。

③ 单击“OK”按钮。

④ 界面上则显示没有变形的网格（见图1-70）。

（2）精度

1）单击“Precision（精度）”图标。

2）界面上显示局部误差的云图，如图1-71所示。

3）确认总体误差和精度的办法（可选项）如下：

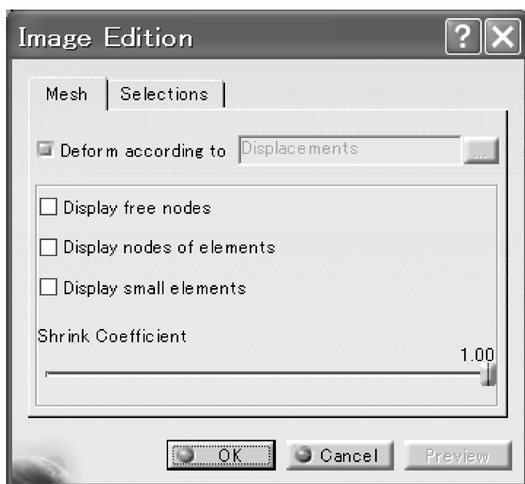


图1-69 变形网格的表示设定

① 单击工具栏中“Information（信息）”图标并选择规格树上的“Esti-

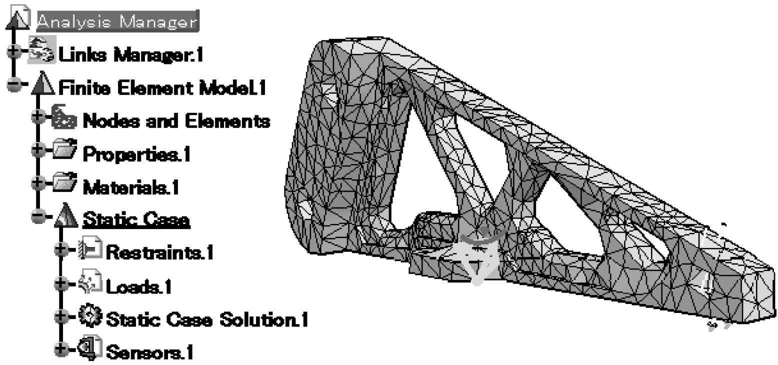


图 1-70 没有变形的网格

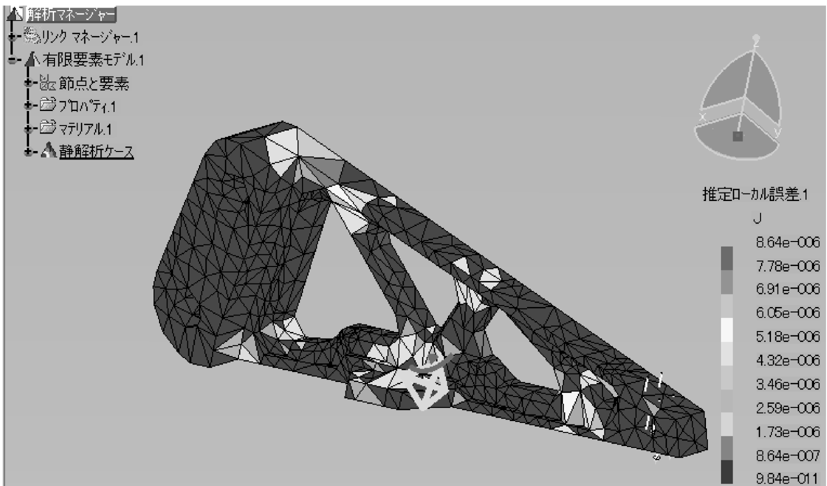


图 1-71 局部误差的云图

mated local error”选项，或直接选择界面中局部误差云图。

② 系统则显示总体误差和精度的信息。

从图 1-72 中可以看到本次计算中推测到的总体误差为 28.75%（见图 1-72）。显然，如此大的计算误差结果是不可用的，后面的章节将说明如何提高数值计算的精度。

（3）位移

1）单击“Displacement（位移）”图标

2）“Translational displacement vector”位移则以箭头的形式显示（见图 1-73）。

3）鼠标左键双击规格树上的“Translational displacement vector. 1（并进位移矢量图）”，或直接双击界面上的图像。

4）在弹出的对话框将“Symbol（符号）”改换成“Average Iso（平均等高云



图 1-72　总体误差信息

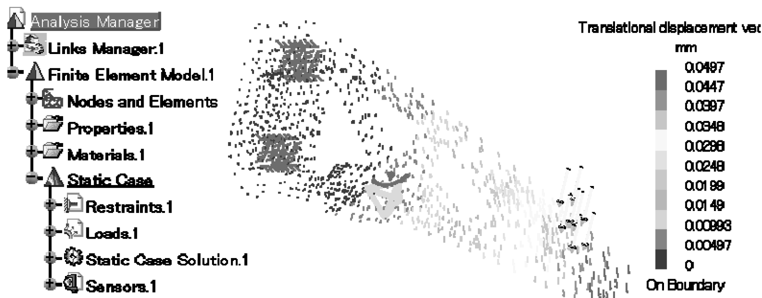


图 1-73　以箭头的形式显示的位移

图）”（见图 1-74）。

5）单击“OK”按钮退出编辑状态。

6）界面显示“Translational displacement magnitude. 1（并进位移大小图）”（见图 1-75）。

（4）调色板的设定（可选项）

1）用鼠标左键双击调色板。调色板的默认值，包括最大、最小值，颜色的种类（默认 10 种）等。

2）弹出调色板的编辑对话框（见图 1-76）。

3）用户可自己改变颜色的种类数目，最大、最小值等设定。此处将颜色的种类数目从 10 改为 5，最大、最小值分别设定为 0.05 和 0（见图 1-77）。

4）单击“OK”按钮退出编辑状态

5）界面显示为新的位移云图（见图 1-78）。

（5）显示 X、Y、Z 轴方向的位移（可选项）

1）操作同上，直接双击界面上的图像进入编辑状态。

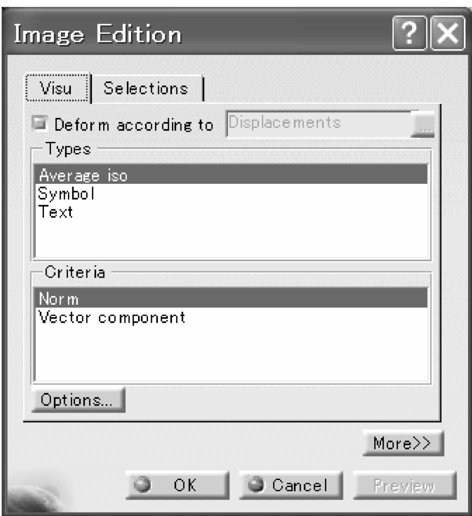


图 1-74 位移表示模式的设定

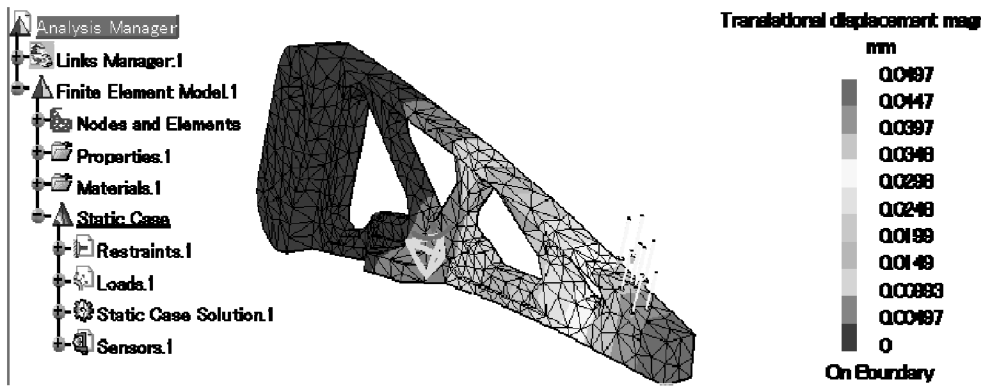


图 1-75 并进位移大小图

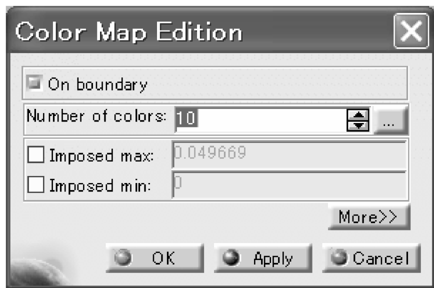


图 1-76 调色板的编辑对话框

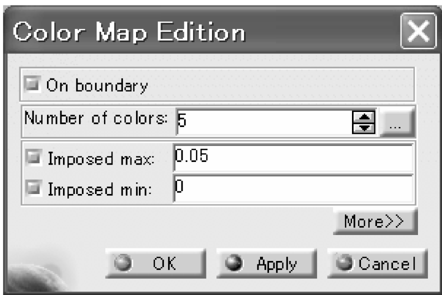


图 1-77 调色板的编辑对话框

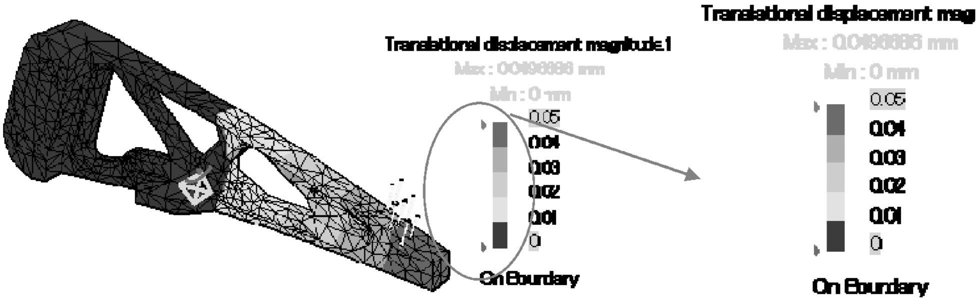


图1-78　调色板变更后的位移云图

2）在弹出的对话框中将“Symbol（符号）”改换成“Vector Component（矢量成分）”，如图1-79所示。

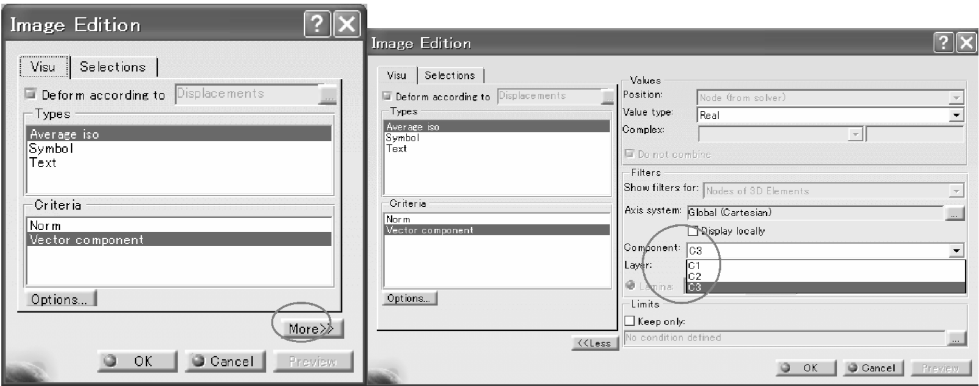


图1-79　显示X、Y、Z轴方向位移的设定

3）界面上显示位移的云图。此时，选择“More”按钮，在［Component］里可选择C1（X方向）、C2（Y方向、C3（Z方向），分别表示轴向的位移结果。此处，选C3来表示Z方向的位移（见图1-80）。

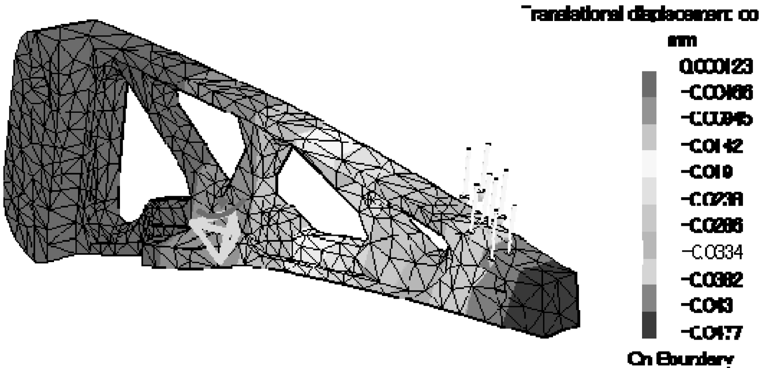


图1-80　Z轴的位移

4）在云图中可看到最大位移以蓝色表示，与最大值用红色表示的常规不符。可双击调色板，并在弹出的调色板的编辑对话框中单击颜色数目选择键按钮“…”，然后在弹出对话框中选择“Inverse”。位移云图的显示就会以红色表示最大位移（见图 1-81 和图 1-82）。

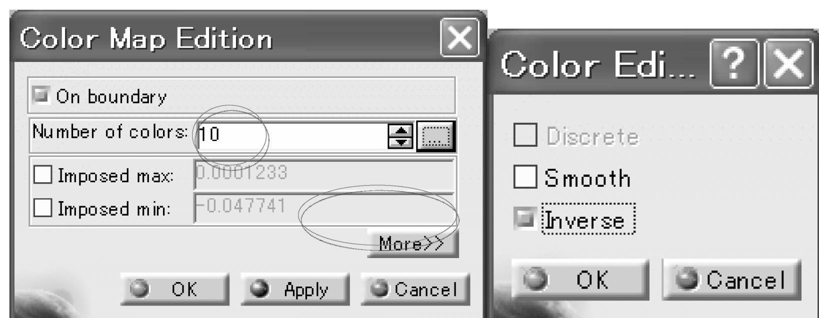


图 1-81　调色板的编辑菜单

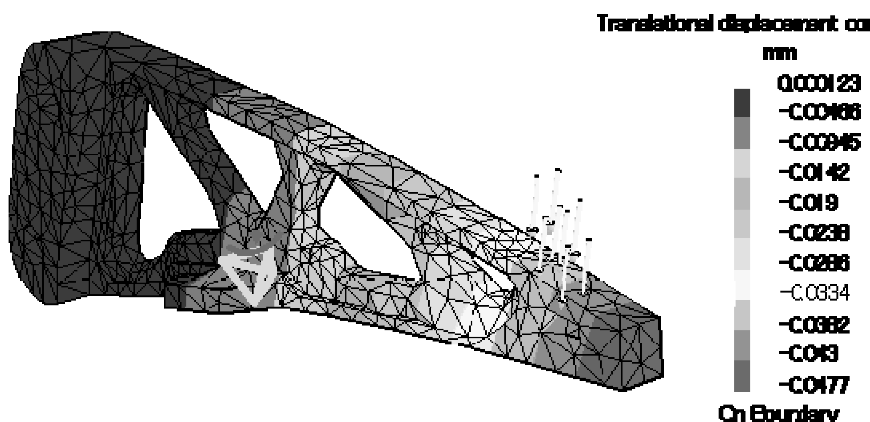


图 1-82　*Z* 轴的位移

同样方法也可用于如最小主应力的表示。

（6）等效应力（Mises 应力）

1）单击“Von Mises 应力（等效应力）”图标。

2）界面上显示 Von Mises 应力的云图（见图 1-83）。

3）表示 Von Mises 应力的最大、最小值（可选项）

①　单击“Image Extrema（图中的极值）”图标。

②　在“Image Extrema（图中的极值）”对话框（见图 1-84）中定义需要显示的全局和局部的最大值和最小值的个数。全局最大个数应为 1。



全局最大个数的合理选择为 1，而局部个数可为复数。

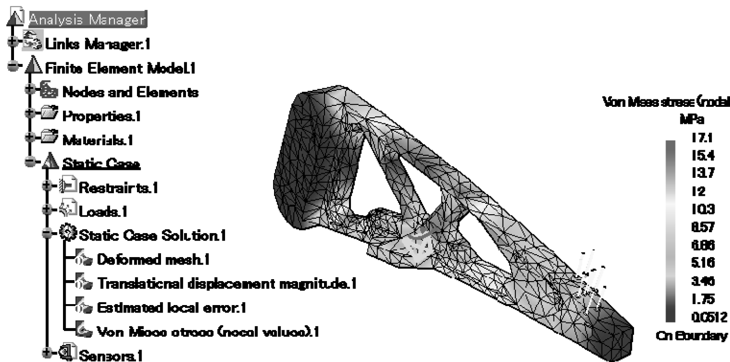


图 1-83　Von Mises 应力（等效应力）的云图

③　单击“OK”按钮。

④　界面上显示一个最大值，在规格树上可看到所需全局和局部的极值，双击即可得到所需的数值，单击右键可聚焦至其所在位置（见图 1-85）。

⑤　在规格树上可看到所需的全局和局部的极值，只要双击就可以得到所要的数值，单击右键可聚焦至其所在位置。双击“Local Maximum. 6”后的结果如图 1-86 所示。

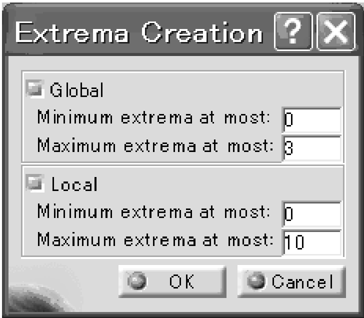


图 1-84　极值表示的个数

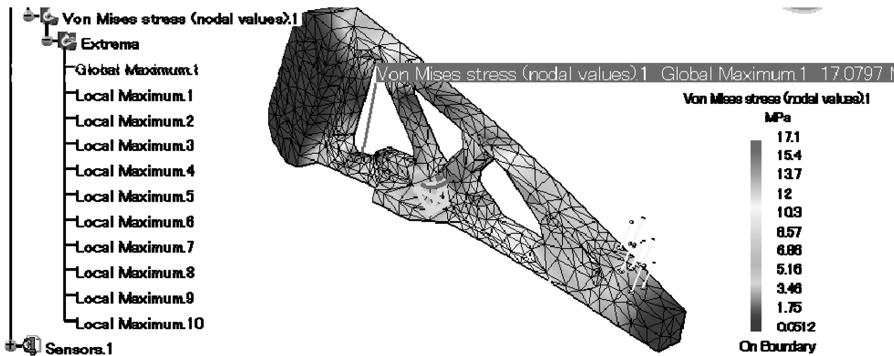


图 1-85　表示了极值的 Von Mises 应力

（7）主应力

1）单击“Principal Stress（主应力）”的图标。

2）界面上显示主应力的云图（见图 1-87）。



在试验中要活用箭头表示主应力图。不少人认为用箭头表示的主应力除只可用于查看物体在某一部位是处于拉伸还是压缩状态。下面介绍一个利用箭头

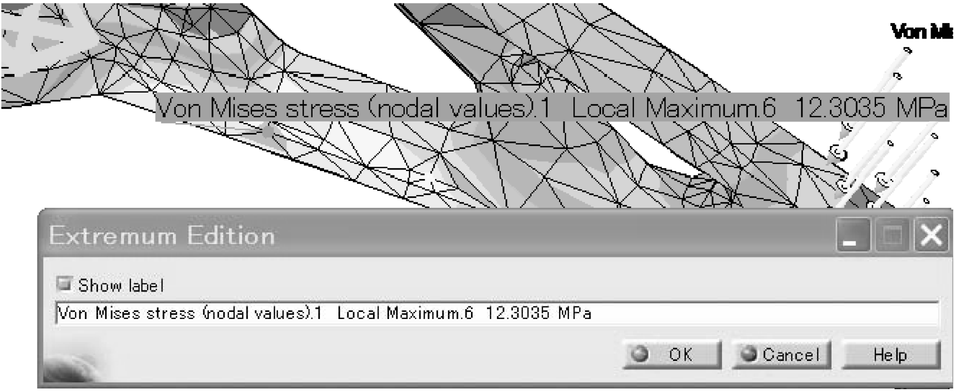


图 1-86　局部极值的聚焦

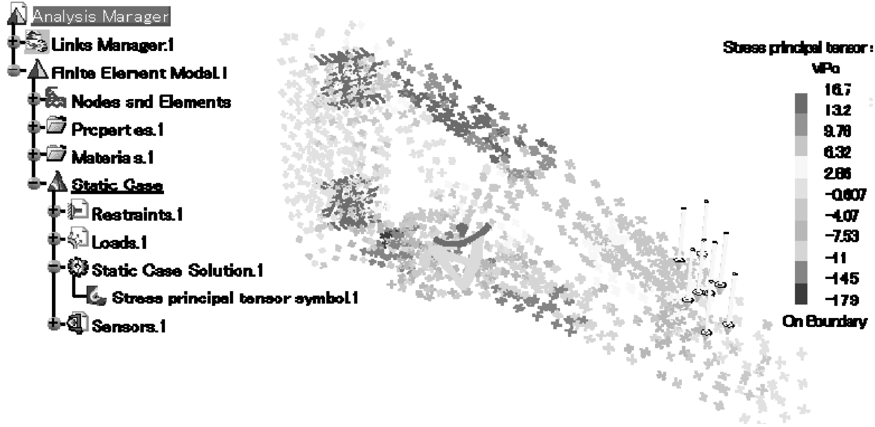


图 1-87　主应力的云图

表示主应力图的方法。其实，在试验中往往不知在何处和以哪个方向贴应变片。利用箭头表示的主应力图，便于在最大主应力或最小主应力危险点粘贴应变片。



何时应查看最大主应力、最小主应力或 Von Mises 应力。主应力与 Von Mises 应力的最大分别是前者有方向，而后者则没方向，即无正负之分。一般来说，对拉伸或压缩的强度相似的材料，如金属材料，强度判据可为 Von Mises 应力或最大主应力；而对拉伸或压缩强度不同的材料，如混凝土类材料，强度判据要同时查看最大主应力和最小主应力。

3）可以看到默认的设定是用箭头表示 3 个主应力，若要表示最大或最小主应力，就用鼠标左键双击规格树上的“Stress principal tensor symbol. 1（主应力张量符号）”，或直接双击界面上的图像。

4）在弹出的对话框中将“Symbol（符号）”改换成“Average Iso（平均等高

云图）”。

① 确认选择了“Principal Value（主值）”。

② 界面上显示最大主应力的云图。此时，选择“More”按钮，可在［Component］中选择C11（最大主应力）、C33（最小主应力）、C22（中间主应力），分别表示各个主应力的结果，此处选择C11，如图1-88所示。

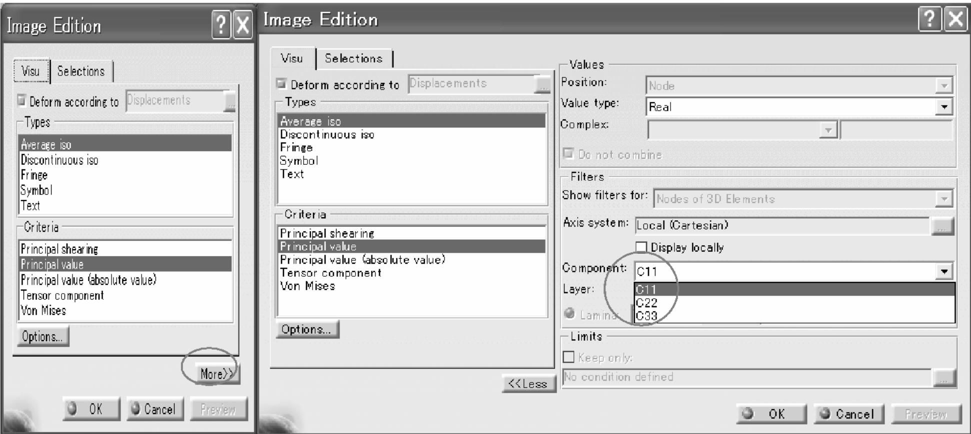


图1-88 最大主应力表示的设定

5）单击“OK”按钮退出编辑状态。

6）界面显示“Stress principal tensor component (nodal values).1（主应力云图）”（见图1-89）。

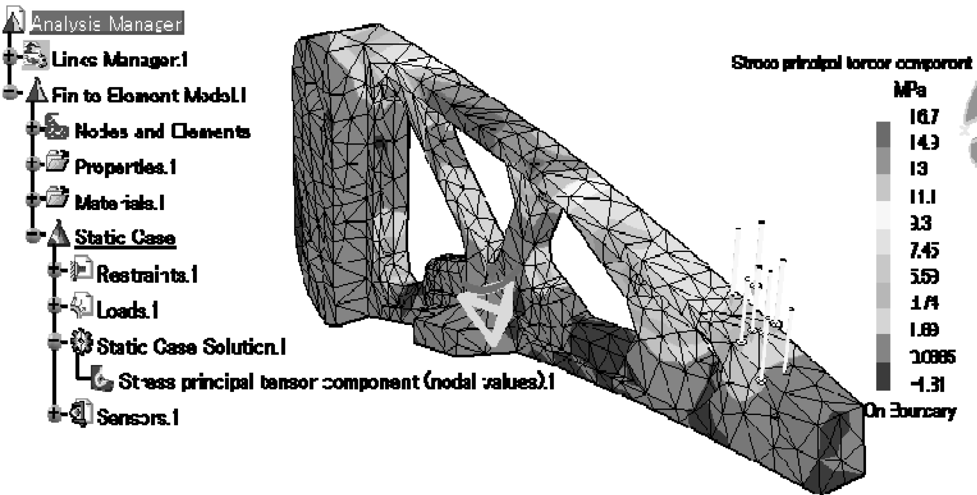


图1-89 C11（最大主应力的表示）

7）再次直接双击界面上的图像来进行编辑，从“Criteria”中选择“Principal

Shearing”来显示剪切主应力（见图 1-90）。

8）剪切主应力云图则显示出来（见图 1-91）。

（6）张量表示和其他物理量的表示。对以上经常使用的物理量，有专用的图标可供使用。而对一些不常使用的物理量，如应变、应变能、坐标轴方向的应力（如 *X* 轴的应力）等，可用如下方法来表示。

1）如图 1-92 所示，在规格树上的［Static Case Solution. 1］的特征上单击右键，从下拉列表中选“Generate Image”，再从弹出的对话框中选择所要表示的物理量。此处选择应变。

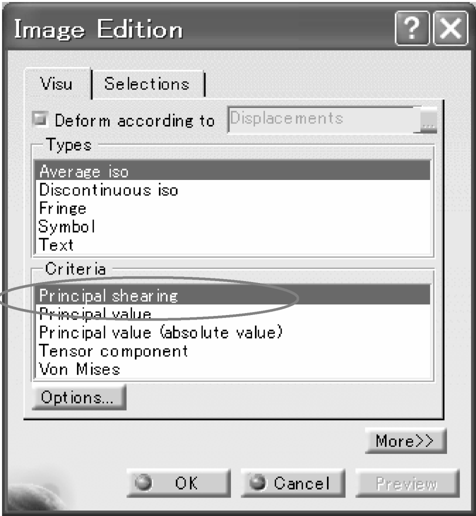


图 1-90　剪切主应力表示的设定

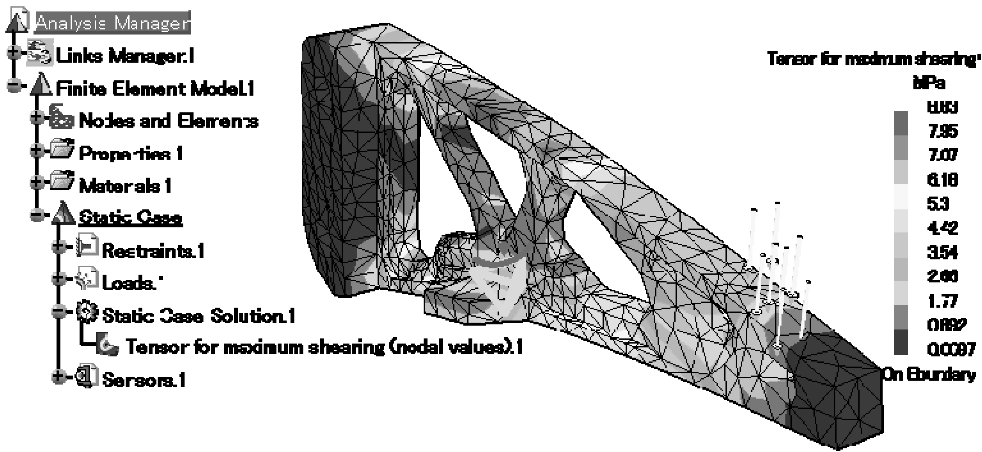


图 1-91　剪切主应力的云图

2）同“主应力”一节中讲述的方法一样可显示所需的应变。图 1-93 显示的为最大主应变。

下面来说明如何显示坐标轴方向的物理量。用如下方法结合局部坐标系，可显示圆孔的周向应力。

① 如图 1-94 所示，直接双击界面上的图像进行编辑，从“Criteria”中选择“Tensor Component”来显示张量的各个分量。

② 从［Component］中选择所需的分量，C11 为 *X* 方向，C22 为 *Y* 方向，而

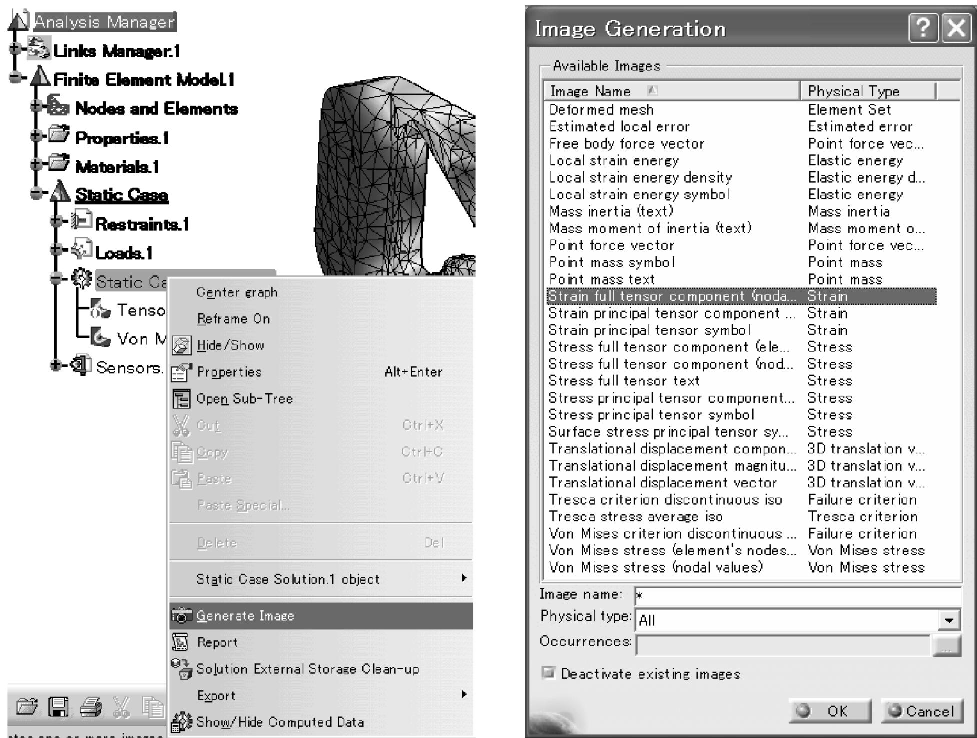


图1-92　不常使用的物理量的表示设定

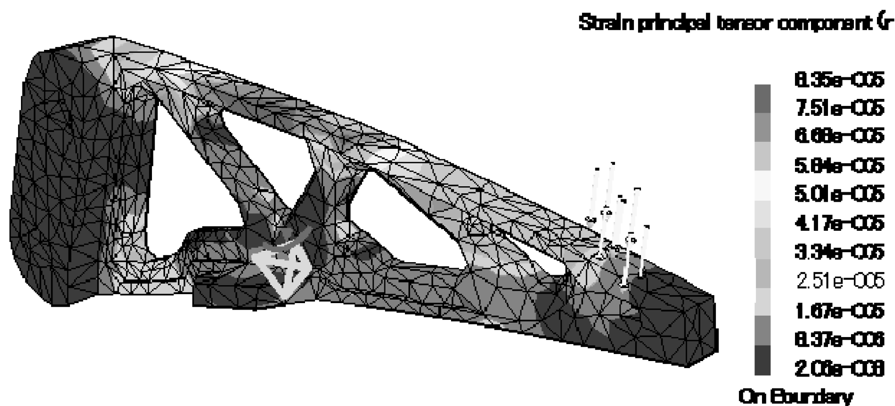


图1-93　最大主应变（C11）的表示

C33 为 Z 方向。此处选 X 方向，即 C11。此时界面显示 X 方向的应变（见图1-95）。

用同样方法，只需选择应力张量表示即可显示 X、Y、Z 正应力和各个方向的切应力。

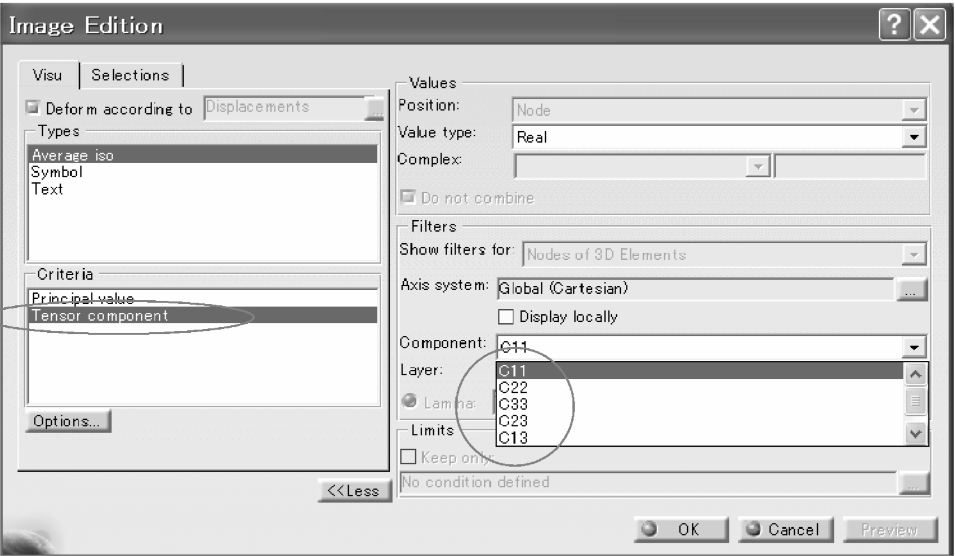


图 1-94　显示坐标轴方向的物理量

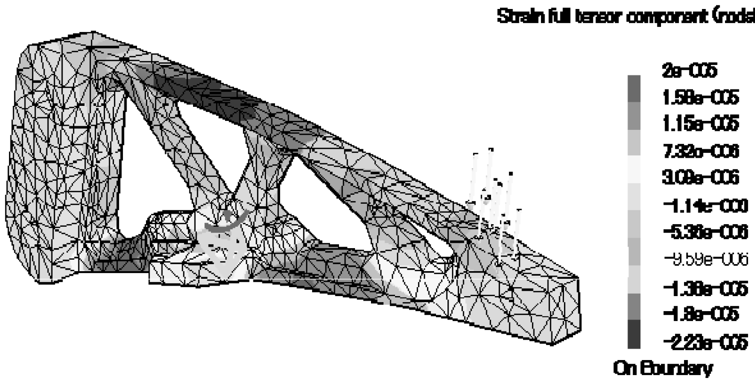


图 1-95　应变张量的分量（C11 *X* 方向）

3. 生成图像模板

用上述操作来表示最大或最小主应力、某一方向（如 *X* 方向）应力等物理量时，需要几个步骤，不方便。如将上述操作设定成模板，就会更方便。生成图像模板的方法如下：

1）在一旦用上述操作表示一个物理量后，在规格树上的图像特征上单 击右键，并从下拉列表中选择“Save as New Template”来保存设定以备使用。此处对上述 *X* 方向的应变图像，保存为 Sx（见图 1-96）。

2）在规格树上的［Static Case Solution. 1］的特征上单击右键，在下拉列表中选择“Generate Image”，在弹出的对话框中可看到在可选的物理量表中出现名为 Sx 的新文件（见图 1-97）。

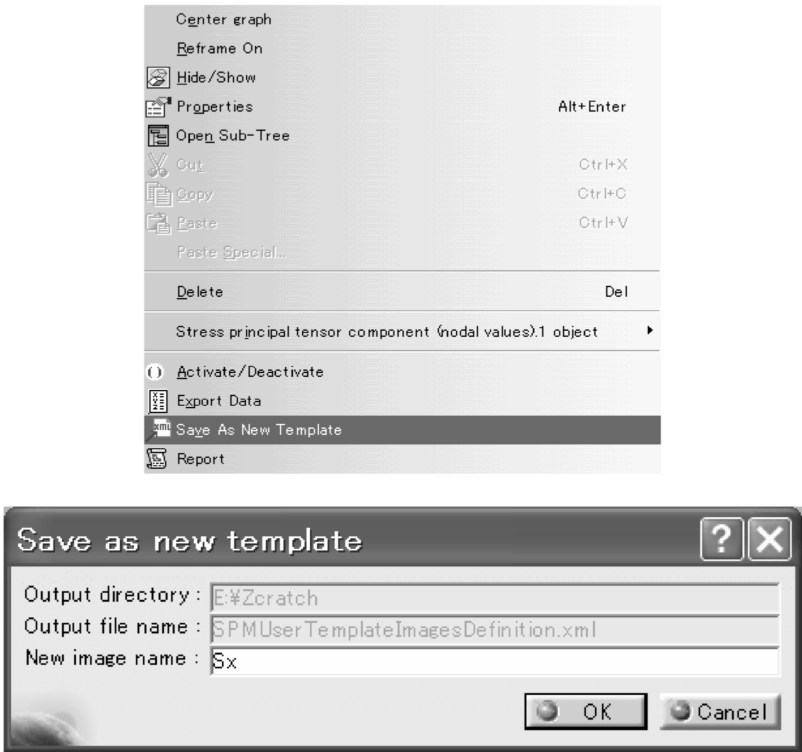


图 1-96　图像模板的保存

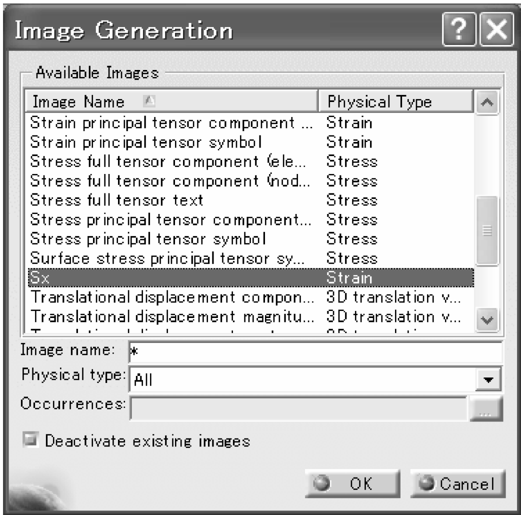


图 1-97　使用图像模板生成图像

4. 图像表示的其他功能

（1）剖面分析

1）单击“Cut Plane Analysis（剖面分析）”图标。

2）移动并转动指南针来设定所要观察的剖面。

3）从剖面分析的对话框中选择所需的选项（见图 1-98）。

4）剖面分析可确认物体内部的结果（见图 1-99）。

（2）变形的放大比率　用该命令，可调节位移的放大比率及尺度。

1）单击“Amplification Magnitude（放大比率）”图标。

2）在弹出的对话框（见图 1-100）中变更放大比率。

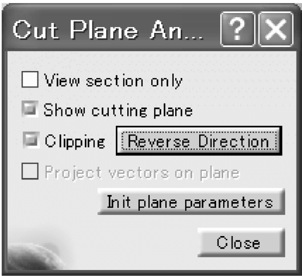


图 1-98　剖面分析的对话框

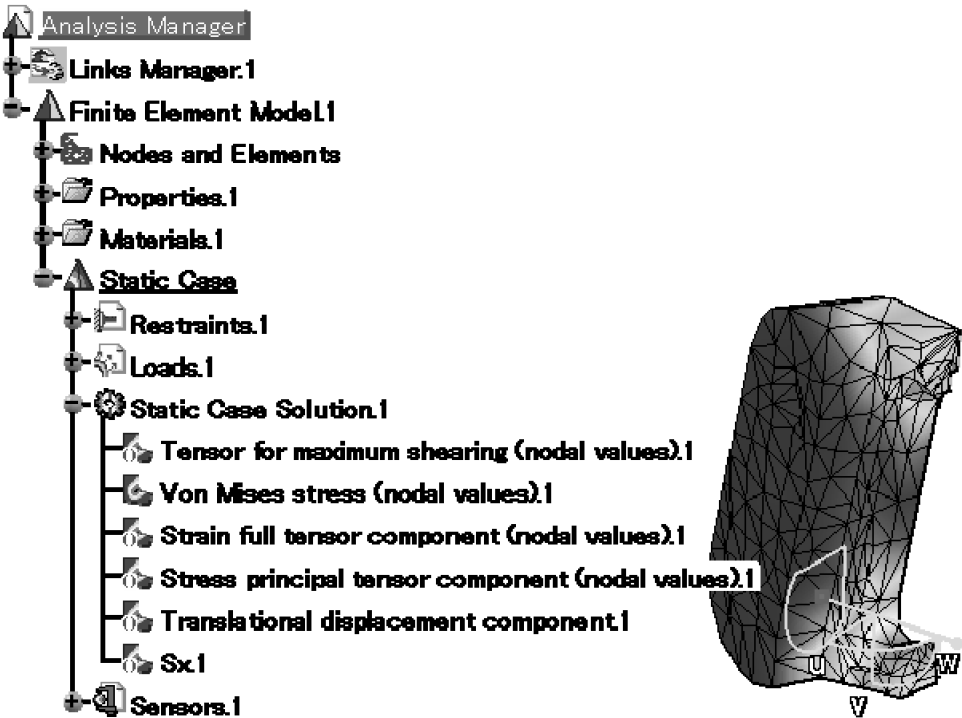


图 1-99　剖面的结果表示

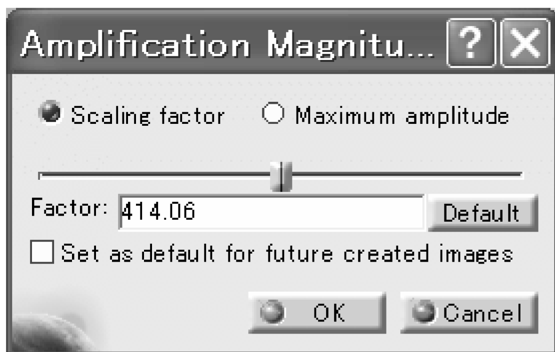


图1-100　放大比率及尺度的对话框

放大比率及尺度的方法如下：

1）用鼠标直接移动滑块。

2）输入尺度因子。

3）最大振幅。

（3）动画表示　用动画表示有助于观察变形行为，特别是边进行动画演示边转动物体，可更清晰地表现物体的变形动态。

1）单击“Animate（动画）”命令图标。

2）可看到图像正在用动画显示（见图1-101）。

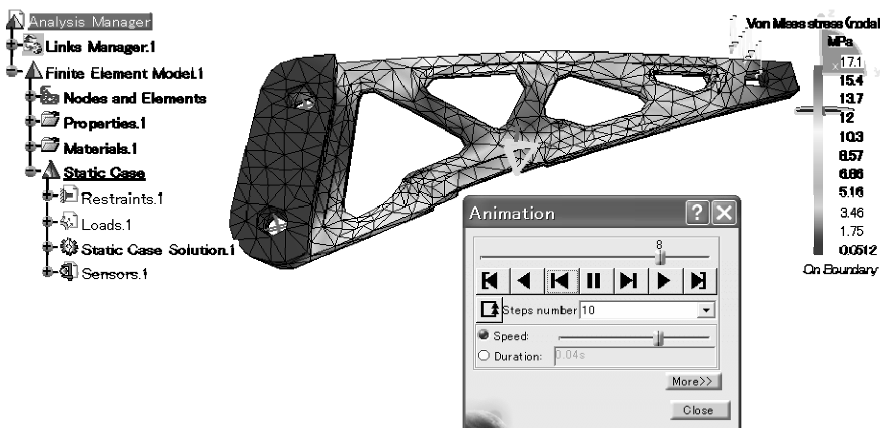


图1-101　动画显示

5. 图像表示的后处理工作终了时的操作

1）在规格树上正在显示的图像特征上单击右键。

2）从弹出的下拉列表（见图1-102）中选择“Activate/Deactivate（激活/非激活）”，将显示的图像变成非激活状态。

3）可在规格树上确认原先显示的图像此时处于非激活状态（见图 1-103）。

若要再次表示各个图像的结果，只需再次进行上述“Activate/Deactivate（激活/非激活）”操作即可。

6. 传感器功能

分析结果的最大值或在某一部位的局部数值可用传感器功能将其作为参数记录并表示，也可与优化工具（在 CATIA 里有 Product Engineering Optimizer，即 PEO）一同使用，进行优化计算和设计。下面讲述如何生成传感器。

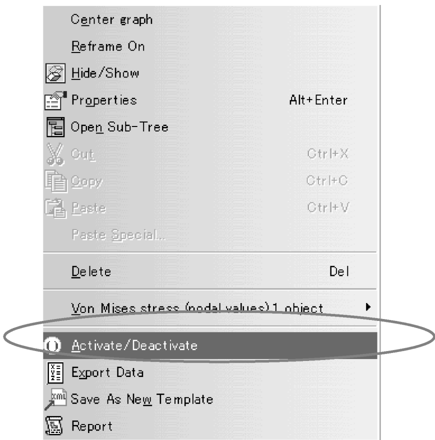


图 1-102 下拉菜单

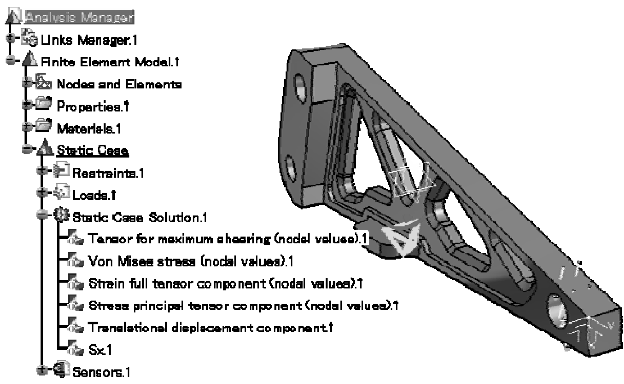


图 1-103 原先显示的图像处于非激活状态

在静应力分析时，用户不必自己设定系统即可将“Energy（能量）”生成传感器。此外，可对以下的物理量生成全局传感器。

1）基于能量的误差。

2）全局误差。

3）最大位移。

4）最大 Von Mises 应力。

5）质量。

常用的全局传感器为最大位移、最大 Von Mises 应力和质量。此处的质量不是从 CAD 模型得来的，而是从有限元模型得到的，所以质量会依赖于离散化网格和实体的逼近度。传感器生成方法如下：

在规格树上的“Sensor（传感器）”特征上单击右键，并从下拉列表中选择［Create Global Sensor（生成全局传感器）］（见图 1-104）。



图 1-104 全局传感器的生成

用同样方法可生成支反力的传感器和局部传感器（见图 1-105）。

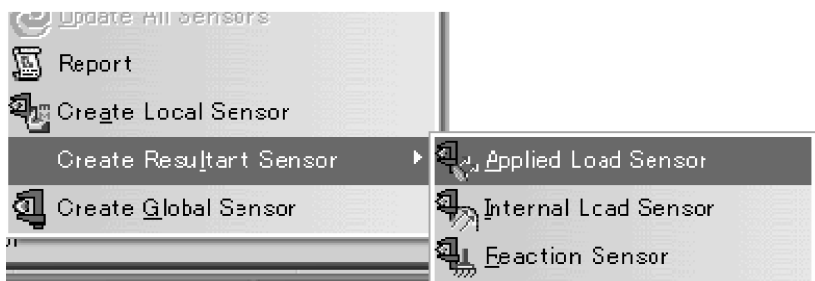


图 1-105 支反力的传感器和局部传感器

在“Create Local Sensor（生成局部传感器）”窗口中可在指定部位针对某个物理量生成传感器（见图 1-106）。

下面将以生成最大 Von Mises 应力的全局传感器为例进行说明。

1）在此之前，先完成计算并显示 Von Mises 应力（见图 1-107）。

2）用鼠标在规格树上的“Sensor（传感器）”特征上单击右键，并从下拉列表中选择［Create Global Sensor（生成全局传感器）］（见图 1-108）。

3）从弹出的窗口中选择最大 Von Mises 应力（见图 1-109）。

4）单击“OK”按钮。

5）规格树上显示最大 Von Mises 应力的特征（见图 1-110）。

6）也可双击规格树上的最大 Von Mises 应力的特征来确认参数值（见图 1-111）。

7）同样也可对质量建立传感器（见图 1-112）。

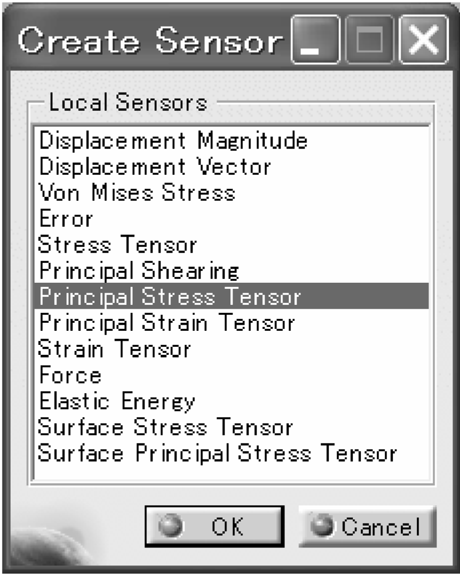


图 1-106 生成局部传感器的窗口

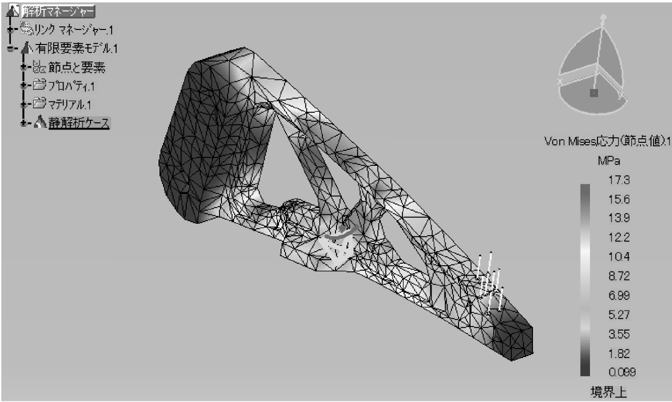


图 1-107 Von Mises 应力



图 1-108 全局传感器的生成

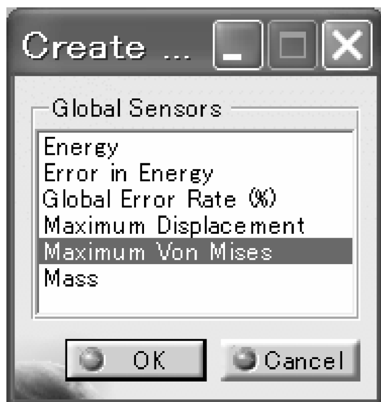


图 1-109　生成全局传感器的窗口

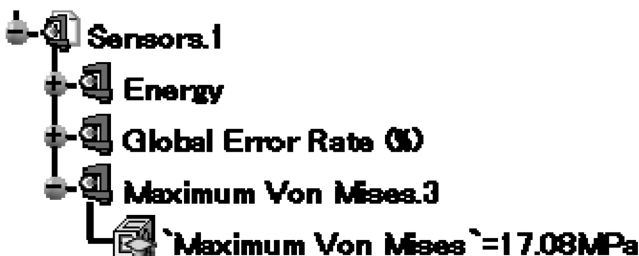


图 1-110　最大 Von Mises 应力的全局传感器

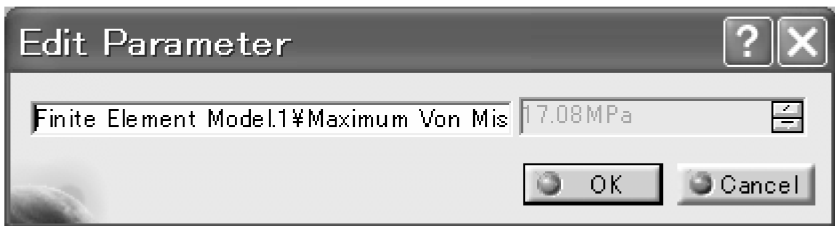


图 1-111　最大 Von Mises 应力的全局传感器的数值

局部传感器需要指定具体的部位来定义。下面以最大主应力为例来定义局部传感器。

1）在定义局部传感器之前，先完成计算。

2）在规格树上的“Sensor（传感器）”特征上单击右键，并从下拉列表中选择［Create Local Sensor（生成局部传感器）］（见图 1-113）。

3）从弹出窗口中选择主应力张量，在规格树上可确认已生成最大主应力局部传感器“Principal Stress Tensor. 1”的特征。

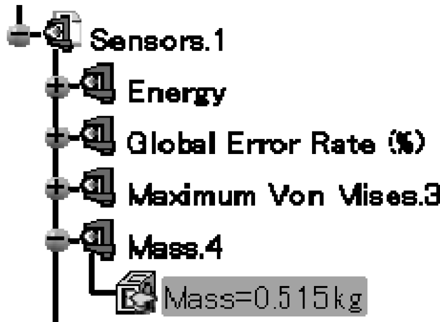


图 1-112 质量传感器

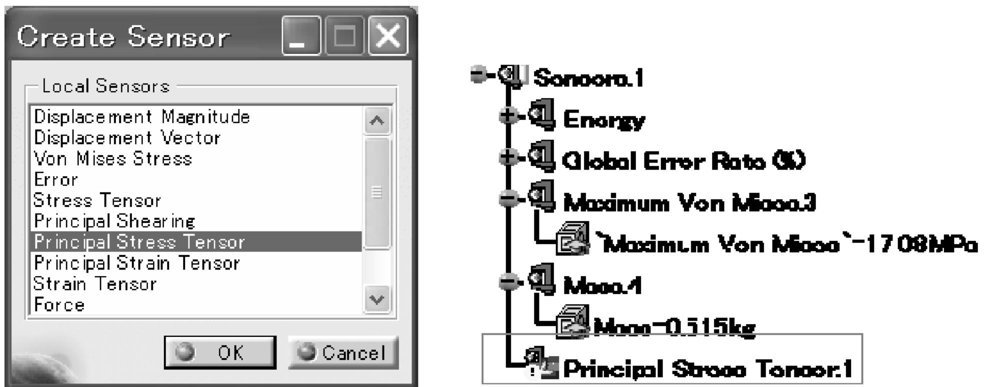


图 1-113 最大主应力局部传感器的生成

4）如图 1-114 所示，双击规格树上的“Principal Stress Tensor. 1”的特征，在弹出窗口的 Supports 选项中选择需定义局部传感器的面、边或顶点。在 Components 中选 C11，即最大主应力。在 Post-Treatments 选项中选择 Maximum，并勾选“Create Parameters”选项，将为此局部传感器生成参数。

5）单击“OK”按钮退出定义界面。再次在规格树上单击右键更新“Principal Stress Tensor. 1”的特征，此时界面上显示该面上的最大主应力（见图 1-115）。

如有需要，传感器的值可通过单击右键，并从下拉列表输出 EXCEL 或文本文件，也可生成二维线图。

7. 生成分析报告

好的设计必须有好的分析报告。反过来，如果没有好的分析报告，一个分析就不能称为好的分析。好的分析报告，一般需要具有如下必备的要素：

1）报告的题名和报告生成的日期。

2）模型的描述。对应设计模型的文件名的详细信息和图像，其构成（如是装

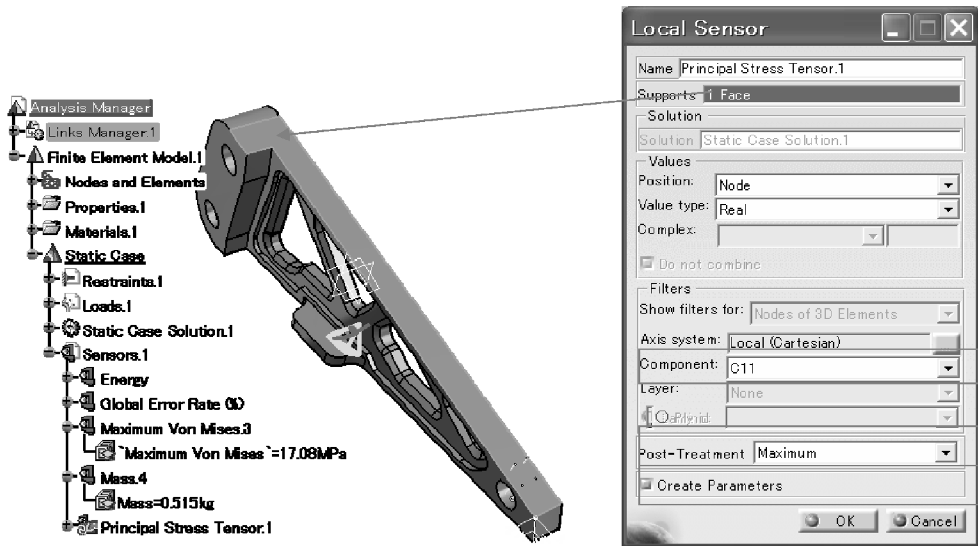


图 1-114　生成最大主应力局部传感器的设定

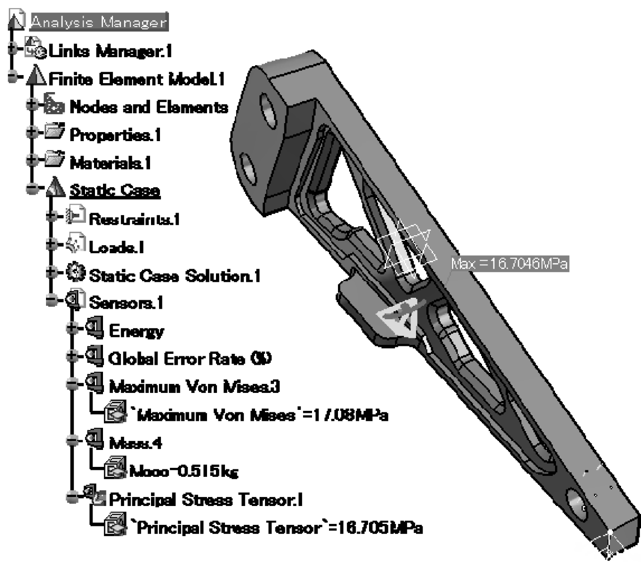


图 1-115　最大主应力局部传感器

配体，要给出参与计算的零部件名）；模型的外形尺寸、体积、重心坐标；分析用的网格信息，如单元类型、网格尺寸、单元和节点数目、自由度等。

3）材料信息。弹性模量、泊松比、密度、热膨胀系数、屈服强度。

4）计算时间。CPU 和经过时间、所用内存和磁盘空间大小。

5）边界条件。约束条件和载荷条件的详细信息和图像。

6）计算结果

① 支反力和反映平衡条件是否很好满足的残差。

② 变形网格图。

③ Von Mises 应力图并给出最大值及位置。

④ 最大和最小主应力图，并给出最大值和最小值及位置。

⑤ 设定的传感器的值和图像。

分析报告可由两种方法生成：一是直接单击分析报告的命令图标。左边图标为“Generate Report”，可用默认的设定生成分析报告（见图 1-116）。而右边的图标是“Generate Advanced Report”，为高级功能，用户可自己选择包含在报告中的图像和信息来生成分析报告。

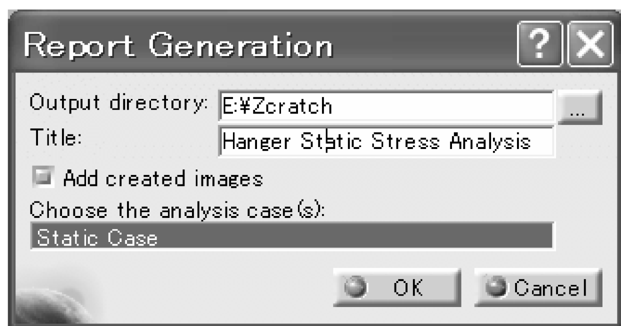


图 1-116 生成分析报告的菜单

二是右键一个或多个结果图像，再将图像输出到分析报告中去（见图 1-117）。



图 1-117 将图像包含在分析报告中的设定

这样生成的分析报告一般以 HTML 文件方式保存，用户可编辑该文件而生成自己所需的格式。

1.4.4　检查分析结果的精度

在本章开首，已阐述过精度有两重意义。首先，精度是指将实际的设计模型在用作转化成分析时的有限元数值模型时造成的误差。其次，精度才是有限元计算时的误差。提示设计人员，要预先用一阶单元来计算，检查定义的边界条件（装配件还要检查零部件间的连接条件）是否妥当。然后，再用二阶单元计算。另外，需要注意模型里有无奇异性，如点载荷、尖角等。如有奇异性的部位无关紧要，则可忽略该部位产生的奇异（不自然大）应力。如果发生奇异性的部位很重要，则应避免使用有奇异性的几何形状，如修改尖角为圆角，修改点载荷和实际情况相近载荷等。

在本节，主要针对有限元计算时的误差，来具体说明如何来检查分析条件的合理性。在1.4.3节中得到的分析结果精度为28.75%。要提高计算的精度，首先应确认正在使用的网格配置。

双击界面上的网格部件的符号，在弹出的对话框（见图1-118）中可确认所用的网格尺寸和单元种类/阶数等。

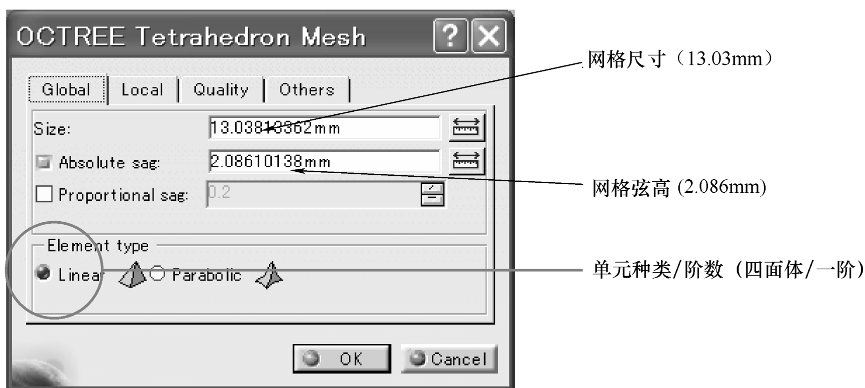


图1-118　网格配置

作为有限元的基本规律，第一，使用高阶单元的计算比使用低阶单元的精度要高；第二，网格越密，精度越高。当然，前面已讲过，对网格密度而言，有一个例外是，如橡胶类的超弹性材料，网格过密，会发生体积自锁现象，导致不正确的结果，一般可用杂交单元来避免这种问题。

1. 检验单元阶数从1阶变更为2阶的效果

将单元阶数从1阶变更为2阶（见图1-119）来查看使用高阶单元的效果。

计算结果表明：误差从使用1阶单元的28.75%变为9.95%（见图1-120），精度提高很明显。而位移和最大等效应力（Von Mises）则分别从1阶单元的0.05mm、17.1MPa变为0.0565mm（见图1-121）、24.9MPa（见图1-122）。可以

看出，相对于位移的变化，应力则增大得更大。这是因为，1 阶单元其实为常应变单元（一个单元的应变或应力是常数。后处理时由于平局化的原因看似不是常数），不能充分表征弯曲效应。所以，在计算应力时，常用 2 阶单元（特别是用四面体单元时）。这也是前面讲述的最终计算要用 2 阶单元的原因。

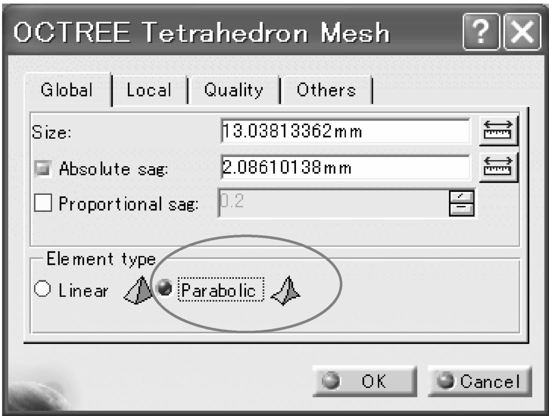


图 1-119　将单元阶数从 1 阶变更为 2 阶

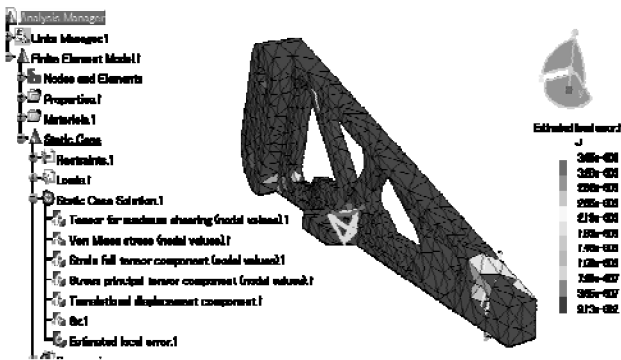


图 1-120　估计误差 9.95%（网格尺寸 13.03mm）

2. 检验细分加密网格（自适应网格）的效果

可以看出，即使使用了 2 阶单元，计算结果所显示误差仍然太大（9.95%）。可选择加密网格的方法来提高精度。下面来查看细分加密网格和使用自适应网格的效果。

将网格尺寸和弦高均减少到原值的一半（见图 1-123）。

计算更新后，结果表明误差从使用默认值时的 9.95% 降到了 7.95%。而位移和最大等效应力（Von Mises）则分别从 0.0565mm、24.9MPa 变为 0.0582mm、27.3MPa（见图 1-124）。

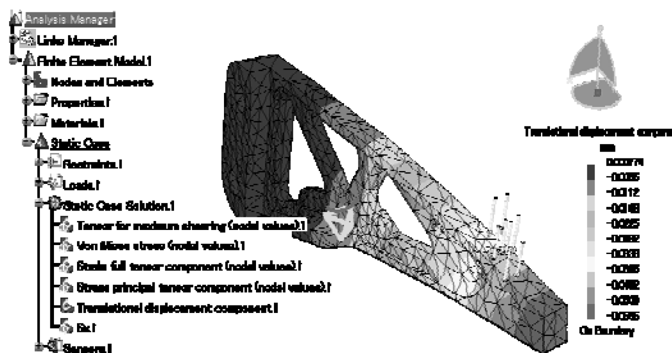


图1-121　最大位移0.0565mm

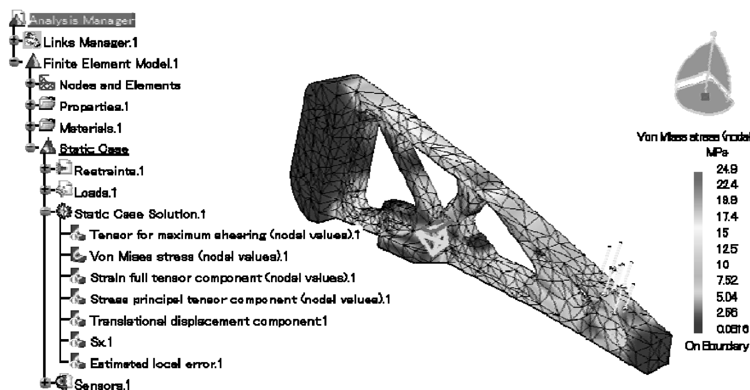
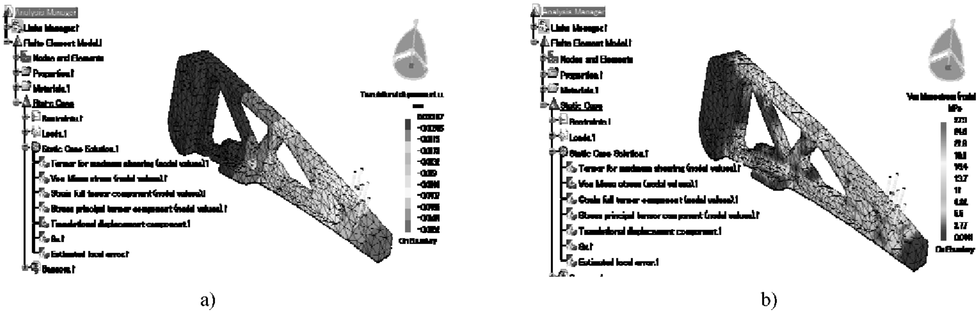


图1-122　最大等效应力（Von Mises）24.9MPa



图1-123　细分网格尺寸

使用2阶单元时，即使网格尺寸不是太小，也比1阶单元更快地接近收敛值。而又因使用了加密的网格，精度则进一步提高。但是，要注意模型里有无奇异性。加密网格的方法，适用于没有奇异性部位的情形。应力的奇异性常发生在尖角等不光滑部位，也常发生于点载荷和点连接处等。根据线性弹性理论，这些部位的应力可以无限大。在进行数值计算时，不论有限元的网格如何细分，应力也不会收敛。解决该问题的方法有如下两种：



a)　　　　　　　　　　　　　　b)

图 1-124　加密网格后的位移和应力的结果

a）最大变位 0.0582mm　b）最大相当应力（Mises）27.3MPa

1）原来的设计模型有圆角的，则定义圆角来使分析接近实际。

2）若应力奇异性发生的部位并不为设计所关心，可置该部位产生的奇异（不自然大）应力而不理。



① 最终分析基本上推荐使用 2 阶单元。

② 应该经常检查误差（理想的精度在 5% 以下，有时 10% 以下也可接受，要视实际需要而定）。

③ 不知精度时，可加密网格再次进行计算，并观察和上次计算结果的差异来判断计算的好坏。

④ 根据需要，在没有奇异性发生的应力集中部位定义局部网格尺寸。

⑤ 应避免在发生应力奇异性的部位过度细化网格。

前面已经阐述，1 阶单元有其存在的需要。它可用来快速检验所定义的边界条件是否合理，特别是大型模型，使用 1 阶单元进行计算可快捷地检查。检查时，应使用动画形式来观察变形是否与自己所预想一致。如不一致，则应考虑边界条件和连接条件是否正确。

网格的细化，可由用户手动进行。但根据设定的误差目标可自动加密网格，称为自适应网格。下面将讲述使用自适应网格细化方法。

1）单击“New Adaptivity Entity（新的自适应网格定义）”，在［Supports］选项中选择界面上的网格部件符号，或直接在规格树上选择网格部件。

2）在弹出的窗口（见图 1-125）中的总体误差目标中输入 5（%）。

3）单击“OK”按钮退出定义界面。

4）更新计算时，单击“Compute with Adaptivity（使用自适应网格计算）”图标。

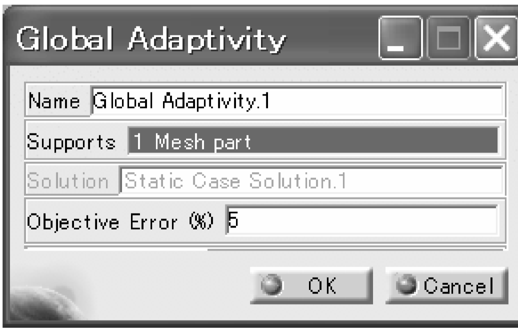


图 1-125　自适应网格的设定窗口



图 1-126　自适应网格时限制最小网格尺寸

在采用自适应网格计算时，可对自动生成的单元最小尺寸加以限制，以避免发生系统生成自己不需要的过细单元。该方法在所拥有的硬件设备不佳时特别适用。

5）在“Minimum Size（最小尺寸）”中输入 2mm（即使系统不应生成尺寸小于 2mm 的单元）（见图 1-126）。

此处迭代次数为 1，计算后的误差自使用自适应网格前的 7. 95% 变为 4. 75%，基本上可满足工程计算的要求。此时的最大等效应力（Von Mises）进一步增大为 34. 8MPa（见图 1-127）。

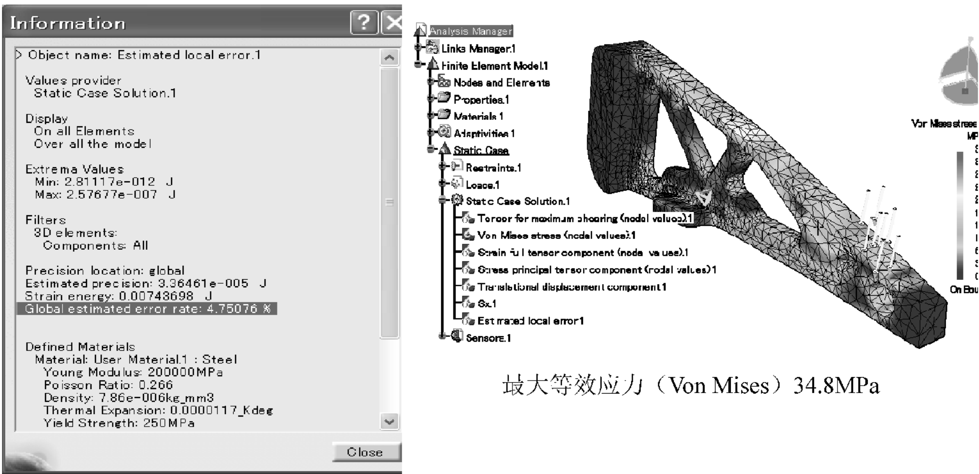


图 1-127　使用自适应网格后的结果

上面所用的自适应网格方法是针对整个模型实行的，称为全局自适应网格方法（Global Adaptive Method）。自适应网格也可针对局部特定的部位（顶点、边、面、最大应力发生处等），即局部自适应网格方法（Local Adaptive Method）。详细的步骤不再阐述，可参阅网络在线帮助。

1.4.5　设计变更时的分析更新

在设计变更时，可迅速地对分析进行更新，而不必重新定义分析。设计变更有两种情况：第一种是模型自身的拓扑外形保持不变，但如圆角的半径或孔径等几何形体的参数会有改变（见图 1-128）。

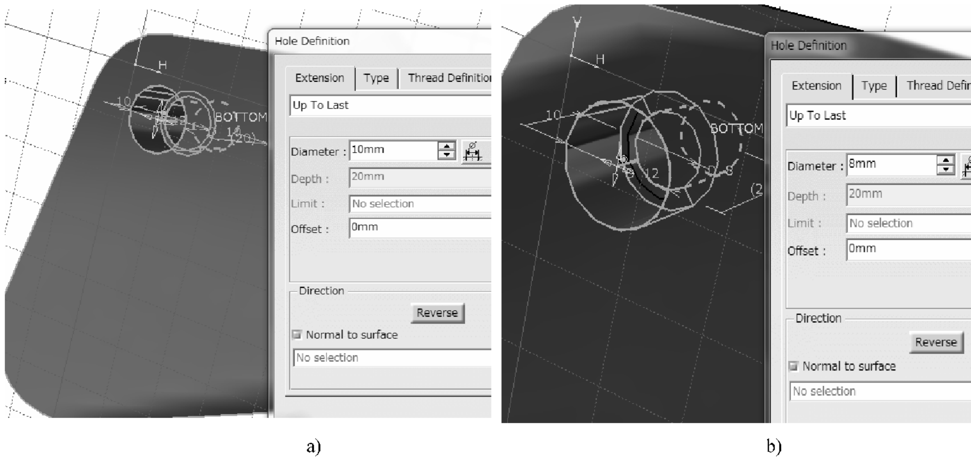


图 1-128　设计变更

a）原孔的直径是 10mm　b）将孔的直径改成 8mm

直接双击特征树上任一分析特征，系统会自动回到分析界面。若要观察孔的直径变化对米塞斯等效应力的影响，则可直接在米塞斯等效应力的特征树上单击右键选择 Activate 进行更新，系统则自动计算出相应的图像（见图 1-129）。

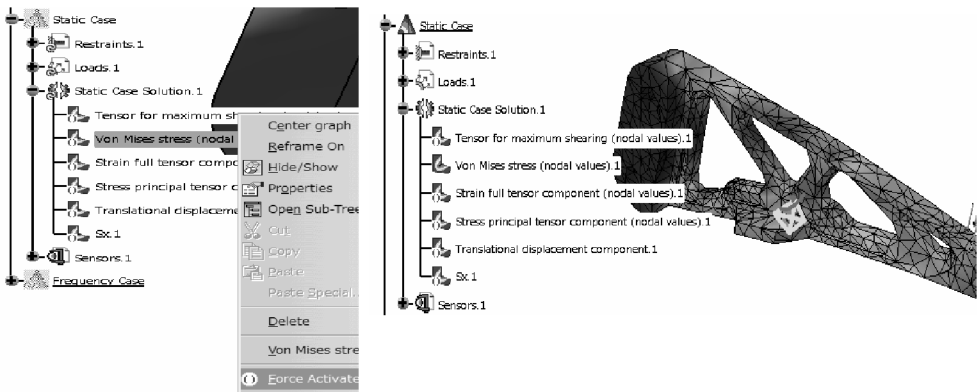
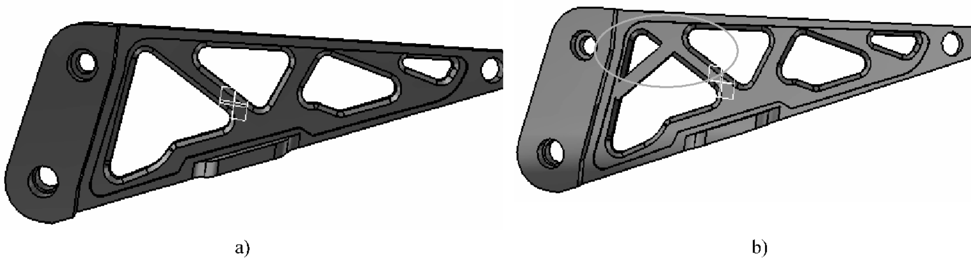


图 1-129　设计变更后的结果

同样操作，可表示全部需更新的物理量。

另一种设计变更的情况是，在原有的物体上添加新的形体。在设计中，常在刚度不足的地方加筋。例如：在挂架空白处加一根筋（见图1-130）。这可在Part Design的工作台中轻松实现。

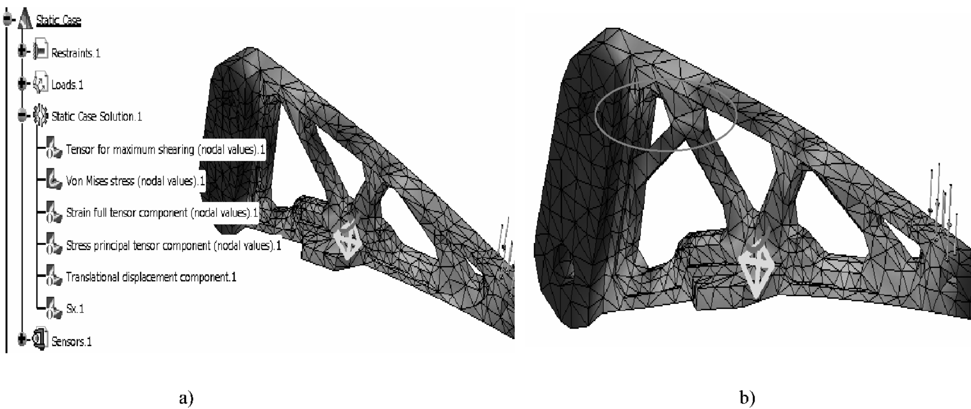


a)　　　　b)

图1-130　设计变更

a）加筋前　b）加筋后

如此设计变更后，同样的操作可更新分析文档，观察设计变更产生的影响。图1-131所示为加筋前后的米塞斯等效应力。



a)　　　　b)

图1-131　加筋前后的米塞斯等效应力

a）加筋前　b）加筋后

上述可快速实现设计-分析之间迭代的优点，是与设计系统相集成的CAE系统最大的优点。不仅避免了重新再定义的麻烦，更重要的是，不必将设计模型导出到别的独立于设计系统的CAE工具中去，更没有数据转换过程中常见的形体异变和数据丢失的问题。好处是，设计人员从设计的初期阶段即可对各种所能想到的方案进行验证，以期找到一个较优秀的方案。

1.5 固有振动分析的步骤

1.5.1 固有振动分析的前处理（约束、质量的定义）

本节讲述如何进行固有振动分析的前处理工作，其内容是定义约束和质量。

1. 约束条件的定义

约束条件的定义和静应力分析相同。

2. 质量条件的定义

固有振动分析不像静应力分析那样需要定义载荷，但如果有和分析对象相连的物体，该物体的质量会对分析对象的振动特性产生影响，就需要定义质量。这种不包含在分析对象中的质量，称为非结构质量（Non-Structural Mass，NSM），而分析对象本身的质量是直接由密度、体积计算而来的，用户只需在材料特性里定义密度即可。

下面是 CATIA V5 分析中定义质量的方法。

1）单击“质量”的图标。

2）在弹出的“分布质量（Distributed Mass）”窗口（见图 1-132）中，选择要定义分布质量的部位（面、边和顶点或假想件。假想件将在后面的章节讲述），并输入质量值。此处，在挂架的右端孔的面上定义 1.0kg 的质量。

3）单击“OK”按钮。

4）此时，在规格树上和界面中可以确认所定义的质量（见图 1-133）。

在本次的案例中，则选用上述质量定义。

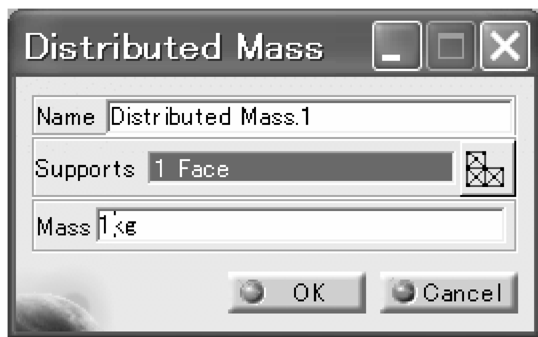


图 1-132 分布质量的窗口

3. 其他可以定义的质量

除分布质量外，还有其他一些可定义的质量。

如图标用来定义线分布质量，即单位长度上分布的质量（kg/m）。其窗口如图 1-134 所示。

图标用来定义面分布质量，即单位面积上分布的质量（kg/m^2）。其窗口如图 1-135 所示。

图标用来定义分布质量和惯性矩。用于要考虑与分析对象相连物体的分布质量外，还要考虑该物体形体（惯性）的影响，其单位为质量（kg）、惯性矩（kg·m^2）。其窗口如图 1-136 所示。

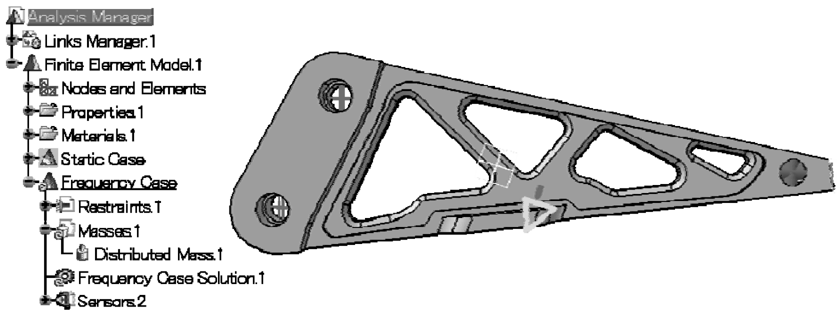


图 1-133　确认分布质量的定义

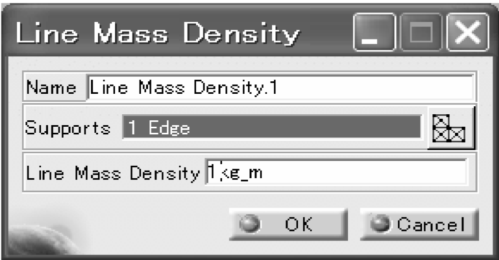


图 1-134　线分布质量的窗口

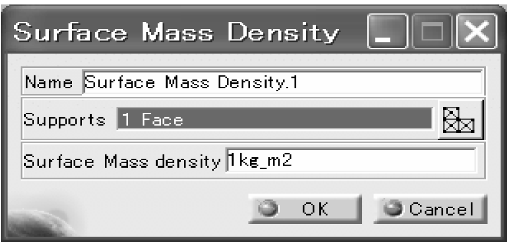


图 1-135　面分布质量的窗口

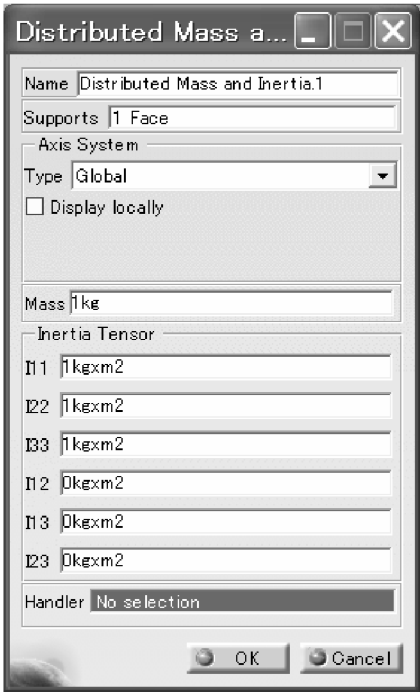


图 1-136　分布质量和惯性矩的窗口

另外，与载荷的定义相同，质量也有组合质量和装配质量的定义，即

，在此不作详细描述。

以上就是关于固有振动分析的前处理工作的说明。

1.5.2 固有振动分析的求解

本节将说明完成前处理后的计算求解方法。

1. 计算求解

1）单击“Compute（计算）”图标。

2）从“计算”窗口（见图 1-137）中，选择需要的选项，进行计算。这里，选“All”选项。

计算的选项如下：

① All 全部。

② Mesh Only 网格划分。

③ Analysis Case Solution Selection 分析案例。

④ Selection by Restraint 约束的选择。

勾选“Preview”选项后，系统会给出 CPU 时间、存储文档所要的磁盘空间等的估计数值。



图 1-137 计算的选项

3）单击“OK”按钮，所估计的数值就会显示（见图 1-138）。

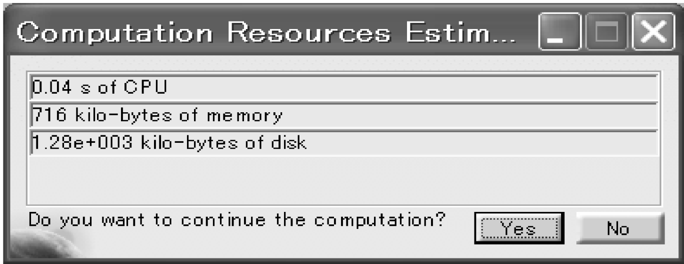


图 1-138 系统预估的计算所需的 CPU 时间、存储文档所要的磁盘空间

4）单击“Yes”按钮，系统开始计算至终了。此时，可观察到计算前后的约束和质量的符号在界面上的颜色发生了变化（见图 1-139）。

2. 计算的算法（可选项）

固有振动计算的算法可按需要来选择。其方法如下：

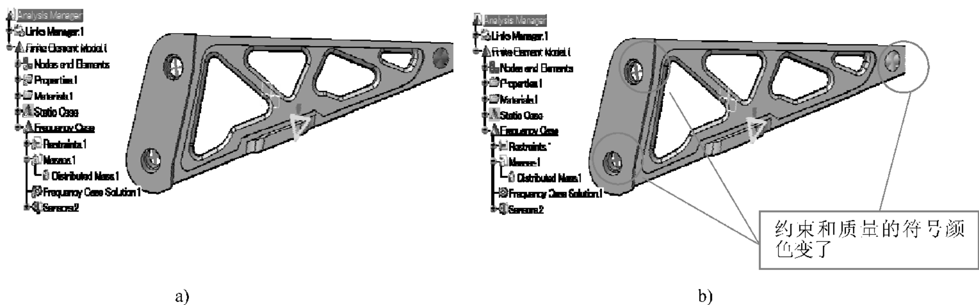


图1-139　计算前后约束和质量的符号颜色的变化
a）计算前　b）计算后

1）双击规格树上的“Frequency Case Solution. 1”。

2）从弹出的窗口（见图1-140）中，可看到模态个数、算法等可选项。

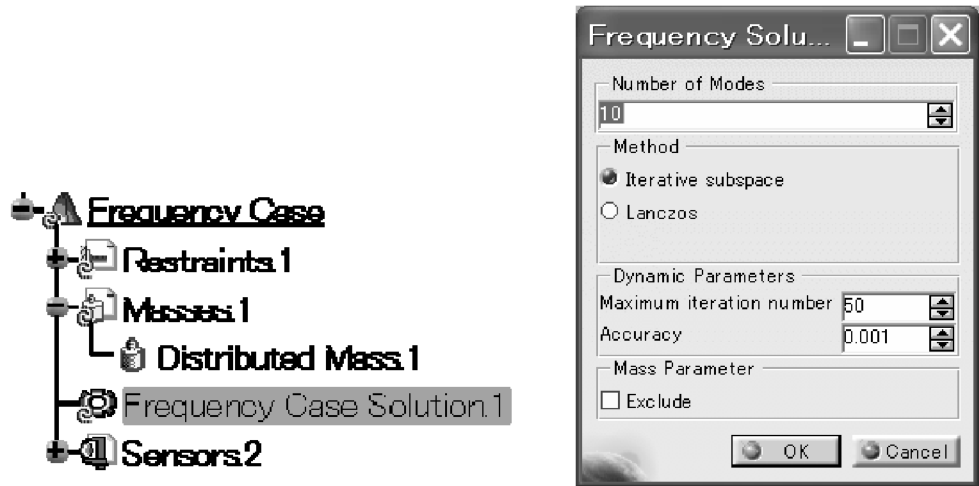


图1-140　固有振动计算的算法

3）“Number of Modes”选项定义要计算的模态个数，其默认值为10。

4）计算的算法。可选择子空间迭代法或者Lanczos法。Iterative Subspace（子空间迭代法）是默认值。Lanczos法较适合大于10万自由度且需要计算高阶模态的情况，还可作频率漂移。其设定方法如下：

①　选择“Lanczos（Lanczos法）”选项（见图1-141）。

②　选择“Shift（频率漂移）”选项，输入所需漂移的频率值（见图1-142）。

③　单击“OK”按钮，退出编辑模式。

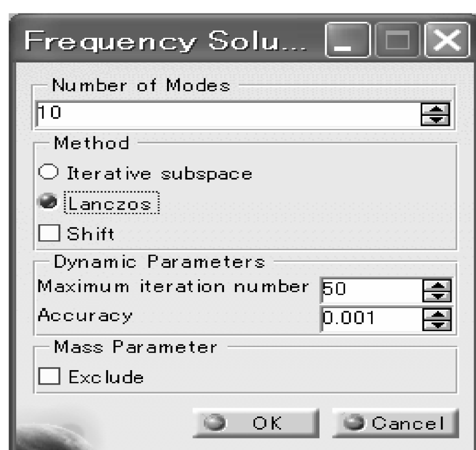


图 1-141 固有振动计算的 Lanczos 算法

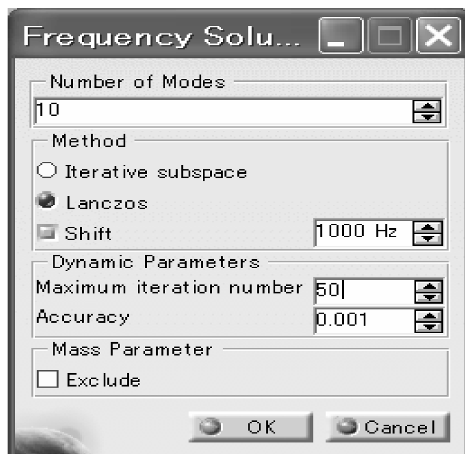


图 1-142 固有振动的 Lanczos 算法的设定

1.5.3 固有振动分析的后处理

本节将说明固有振动分析的后处理方法。

1. 后处理前的显示设定

参见 1.4.3 节中 1 内容。

2. 后处理的图像表示

关于固有振动分析结果的图像表示，可显示静应力分析的“误差”以外的全部图像。在此处，就用代表性的图像“变形网格”和“位移”来说明固有振动分析结果表示时的特征。

（1）网格表示

1）单击“Deformation（变形网格）”图标。

2）界面上显示处于变形状态的网格（见图 1-143）。

3）双击规格树上的“Deformed Mesh. 1”，或直接双击界面上的变形网格图像，系统自动弹出编辑界面；在“Occurrences（模态阶数）”选项中，可切换各个模态。

4）将模态从第 1 阶切换至第 4 阶（见图 1-144）。

5）界面上的变形网格也相应改变（见图 1-145）。

（2）位移

1）单击“Displacement（位移）”图标。

2）与 1.4.3 节 2 内容同样的操作，将位移的箭头图切换成位移值的云图（见图 1-146）。

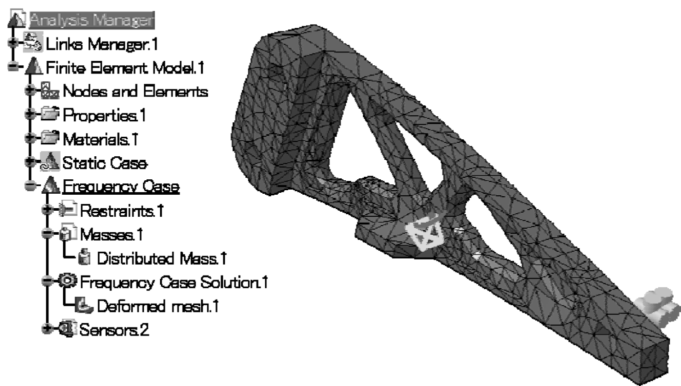


图 1-143　处于变形状态的网格

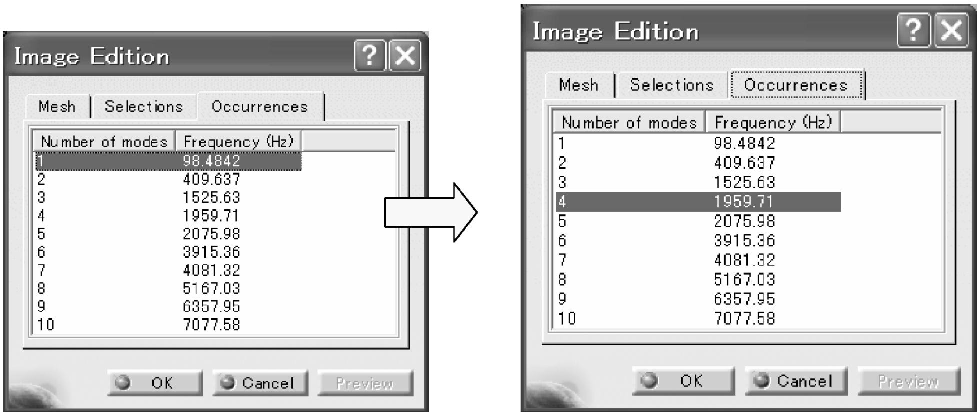


图 1-144　固有振动频率和模态的表示

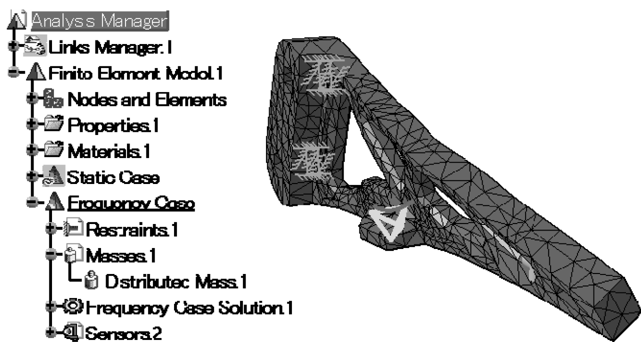
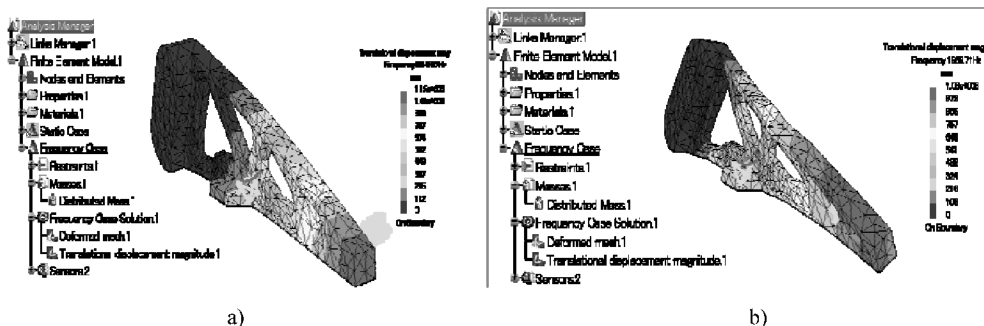


图 1-145　固有振动频率和模态的表示

3）双击规格树上的“Translational displacement vector. 1”，或直接双击界面上的位移图像，系统自动弹出编辑界面。与上述的变形网格一样，在“Occurrences（模态阶数）”选项中，可切换各个模态。



a)　　　　b)

图 1-146　固有振动频率和模态的表示

a）模态阶数：1（固有频率：98.48Hz）　b）模态阶数：4（固有频率：1959.71Hz）

应注意的是用位移表示的模态中调色板的数值的意义。固有振荡的模态用位移云图表示时，调色板显示的最大位移值常常会大得离谱，图 1-146 显示的最大位移为 1m 以上。这并不是说结果有问题，而是对模态图来讲，调色板的位移大小用来表示模态的形态，只有相对性，而其绝对值没有意义。因而，即使显示了很大的位移值也无关紧要。

（3）模态参与因子（Mode Participation Factor）　最易发生共振危险的是最低的几阶频率，但要知道所分析的结构究竟应该计算几阶模态，有一个指标是模态参与因子。其含义是结构的某阶固有频率，对某一个方向振动的参与度。一个简单的例子是，在荡秋千时，若要让秋千荡得高，所施加的外部激励不仅必须与秋千的节拍（频率）相同，而且还要与秋千晃动的方向一致才有作用。这是因为，在秋千晃动方向的模态参与因子最大。但是，如果外部激励没有施加在秋千晃动的方向上，即使与秋千的节拍（频率）相同，也没有太大的作用。模态参与因子可以通过分析报告来查看。其方法如下：

1）单击生成分析报告“Generate Report”的命令图标。

2）单击对话框（见图 1-147）的 OK 按钮，生成分析报告。

3）在 HTML 的报告里，可看到模态参与因子的信息（见图 1-148）。

每个模态对在每个方向的振动会产生的参与度均显示在图 1-148

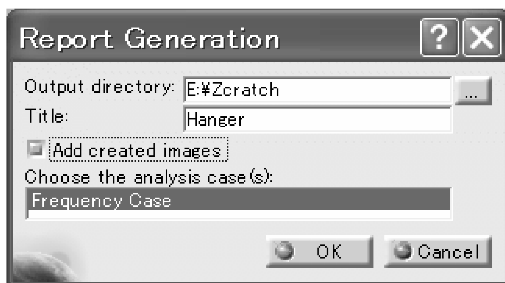


图 1-147　生成固有振动的分析报告

Modal participation:

Mode	Frequency /Hz	Tx (%)	Ty (%)	Tz (%)	Rx (%)	Ry (%)	Rz (%)
1	9.8484e+001	73.91	0.00	0.01	0.00	10.41	13.71
2	4.0964e+002	0.02	4.60	68.69	13.79	0.06	0.00
3	1.5256e+003	4.58	0.01	0.01	0.00	4.74	2.65
4	1.9597e+003	0.01	69.45	5.24	0.02	0.09	0.00
5	2.0760e+003	0.32	2.04	0.21	0.01	1.63	0.23
6	3.9154e+003	0.02	1.27	5.31	3.17	0.05	0.02
7	4.0813e+003	1.20	0.11	0.03	0.06	1.87	1.17
8	5.1670e+003	0.05	0.02	0.00	0.00	0.90	0.04
9	6.3579e+003	0.01	0.01	1.58	1.59	0.04	0.01
10	7.0776e+003	1.08	0.00	0.02	0.01	1.00	1.20
	Total	81.19	77.51	81.09	18.63	20.80	19.01

图 1-148　模态参与因子

所示的信息中。例如，第 1 阶模态，其固有频率为 98.48Hz，它对 x 方向的并进移动的振动有 73.91% 的贡献度，对 y、z 方向的转动的振动分别有 10.41% 和 13.71% 的贡献度。而对其他自由度的振动没有影响。另一方面，在 x 方向的并进移动的振动上，除第 1 阶模态的参与度为 73.91% 外，第 4 阶模态的参与度为 4.58%，前 10 阶模态的总参与度为 81.19%，另有近 20% 的模态（10 阶以上的）没有计算。

3. 图像表示的其他功能

此处着重说明与 1.4.3 节的静应力分析处理时的不同点。

（1）动画表示　用动画表示可方便地观察模态的形状。其方法如下

1）在 1.5.3 节中用位移表示模态的状态下，单击“Animate”图标。

2）选择所需表示的模态的阶数进行动画表示（见图 1-149）。

（2）传感器功能　固有振动的频率可用传感器功能来表示（见图 1-150）。其方法和静应力分析的传感器功能相似，不再赘述。

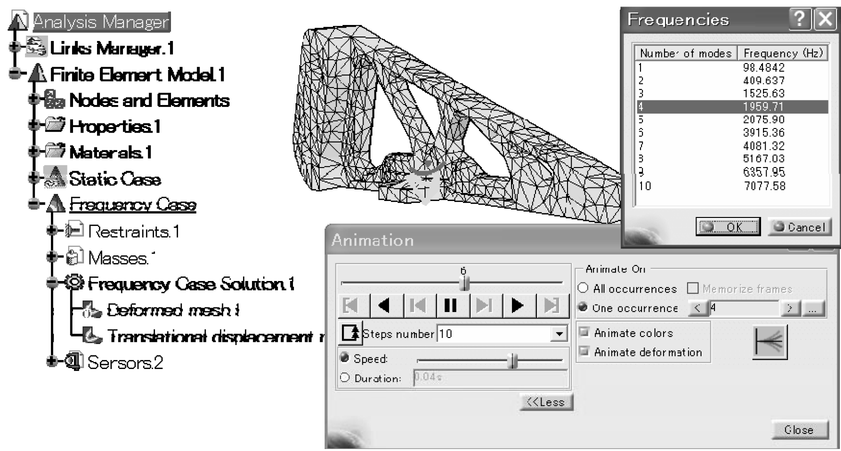


图 1-149　模态的动画表示

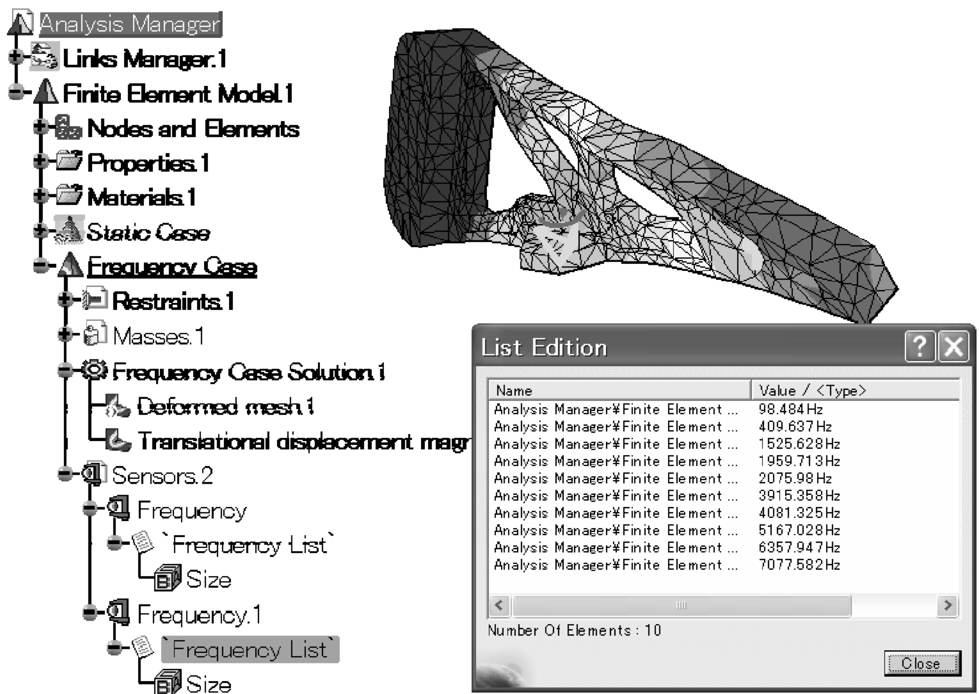


图 1-150　固有振动的传感器

1.6　在分析终了之前

在一系列前处理（约束、载荷条件等定义）、计算和后处理（结果分析和显示、出报告）工作完成后，要保存好分析文档。在保存文件之前，还要清除没有必要保存的中间数据。

1.6.1　清除无用的中间数据

在 1.3.4 节中已说明了可通过 Tools/Options 的设定功能，在计算终了后进行保存文档操作时，可以自动地将无用的中间数据清除。特别是在大规模计算时，一千万实体节点，即三千万自由度的问题，会产生数百 GB 的中间数据。这样大量的数据，在分析工作完成时，如不将其清除，就会占用大量的磁盘空间，给后面的分析工作带来困扰。

另外，在规格树上，保存的分析定义包括中间数据文档的存储目录等信息，即使中间数据被清除，也可通过“计算”命令来复原中间数据。

1）规格树上保存了结果、计算的中间数据文件的存储目录等信息（见图 1-151）。



图 1-151　结果、计算的中间数据文件的存储目录等信息保存在规格树上

2）单击“External Storage Clean-up”的命令图标 Solver Tools ，选择所需的选项。

如图 1-152 所示，选择“Clean results and computation data”可同时清除计算结果和中间数据。

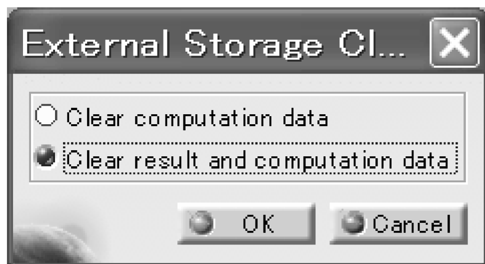


图 1-152　选择清除计算结果和中间数据的选项

3）在删除文档的确认界面弹出后单击“OK”按钮（见图 1-153）。



图 1-153　确认清除计算结果和中间数据

1.6.2　保存文档

1）要保存修改过的文件，可用“Save”、“Save As”、“Save All”和“Save Management”。建议使用下拉列表（见图 1-154）中的“Save Management”，方法比较灵活。

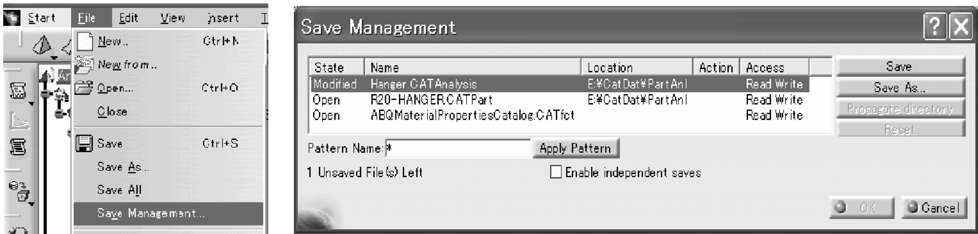


图 1-154　保存已经修改过的文件

2）最后，退出 CATIA，完成所有的工作。

以上是完整的分析工作。应注意的是，不要拘泥于具体的操作命令，而应更深入理解，因为这是能否进行一个好的 CAE 分析的重要因素。在本节中，借用了挂架的例子，着重讲述在进行单个零部件的静应力分析和固有振动分析时应注意的事项。这些使用技巧（Know-How）是放之四海皆准的，并不依赖于某一软件工具。

1.7　虚拟部件的应用

在进行结构分析的 CAE 工具里，除有一些便于设计人员使用外，大部分的 CAE 软件要求使用者熟知有限元的知识。而大多设计人员相对而言有限元的理论不太强，而且也没有必要熟知有限元的知识。另一方面，一般的设计人员会非常熟悉自己设计对象的物理机制。如何使得 CAE 工具用设计人员熟悉的工程语言来表述，成为设计 CAE 能否为设计人员接受的重要方面。

在有限元里，常采用一些特殊的单元来取代实际的部件进行分析。这些部件，当然是实际存在的，但并不是需直接关注的对象，因而可用力学上具有相同行为的

单元来简化。这样可使得计算简单扼要。这种特殊的部件称为虚拟部件。

1.7.1　虚拟部件的种类

虚拟部件的基本种类有刚性体、光滑体、接触体。在基本种类的基础上，还派生出刚性弹簧和光滑弹簧等虚拟部件。

在 CATIA V5 分析里，虚拟部件可用如图 1-155 所示的图案来描绘。

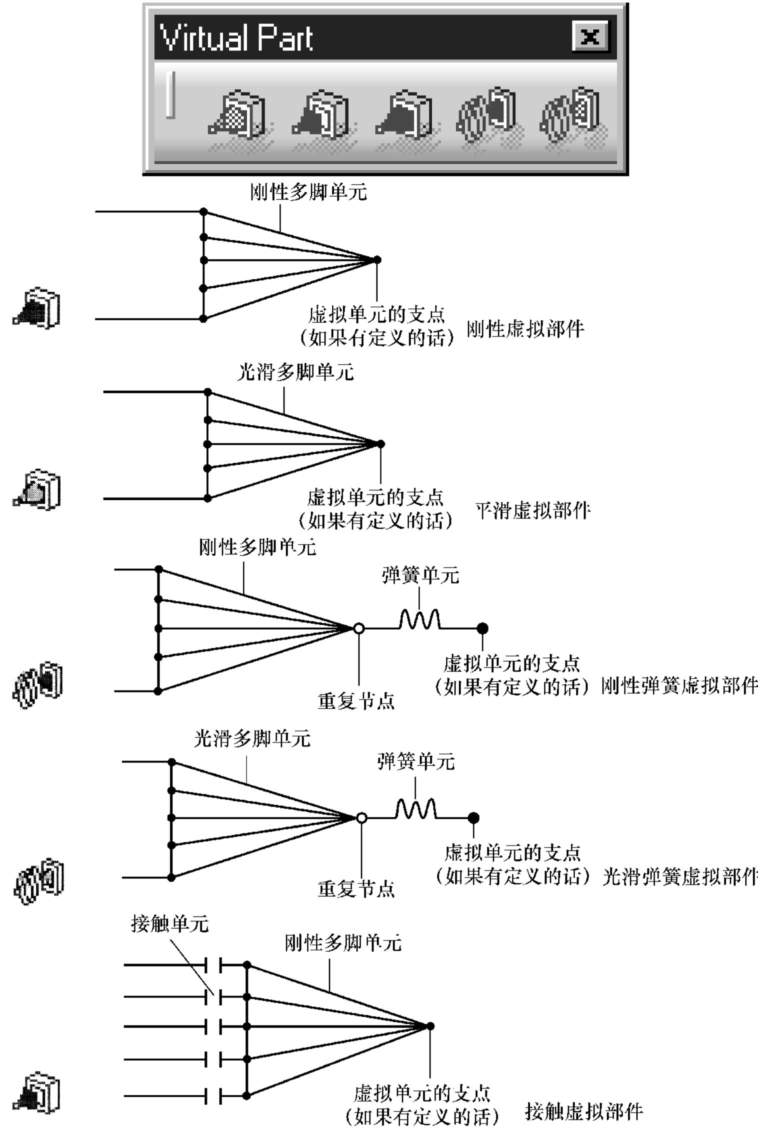


图 1-155　虚拟部件的种类

对每个虚拟部件，都可定义一个支点，又称操纵点（Handler Point，即从属节点）。如操纵点没有特别的指定，系统就默认与虚拟部件相连物体的几何中心作为操纵点位置。例如，在圆孔上定义了一个虚拟部件而没有特别指定操纵点，则认为操纵点位置在圆孔中心。

虚拟部件是用来代替实际情况存在的部件使用的。实际上，在分析对象的面或边上定义了虚拟部件时，这些面或边上则连接有别的部件。不对这些部件进行实际的单元的划分而用虚拟部件在一定程度上来表征其物理作用，理由如下：

1）从设计对象来看，这些部件的形状和物性即使不真实地表现也不至于对设计对象的分析产生重大影响。但是，又不能完全无视这些部件的效应，要在一定程度上考虑才好。

2）设计中这些关连部件还未及时设计好形状和物性，但又需在分析时考虑它们的作用。

不论哪种情况，虚拟部件起到了替代实际部件的作用。因此，本来的部件具有和虚拟部件不同的形体和物性，虚拟部件只是近似地代替了实际存在的部件。

在实际运用中，挑选 5 种虚拟部件的哪一种来使用，要取决于被替代的实际部件的效用来定。

1.7.2 虚拟部件的机械行为

1. 刚性体和光滑体

为了理解各种不同类型的虚拟部件的机械行为，首先来看基本类型的刚性体和光滑体虚拟部件。刚性虚拟部件是刚体，不承受变形。定义了刚性虚拟部件的面或边，因为与刚性虚拟部件相连的缘故，即使受载也不会改变形状。如图 1-156 中的中心孔，想象其中有一轴通过，右边受拉伸载荷。如轴比图中的分析对象刚硬得多而和圆孔完全焊接（或粘接）在一起，就可将轴简化为刚性虚拟部件。其做法是在圆孔上定义一个刚性虚拟部件。当然，对这根轴的应力状态以及与轴相连的部位

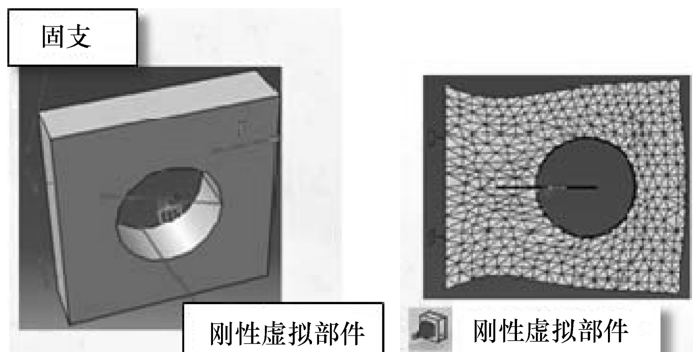


图 1-156　刚性虚拟部件的机械行为

的应力状态都不是要关心的事项。可看到中心孔的形状在变形前后都保持为圆形不变。

与刚性虚拟部件相反，如果要让与虚拟部件相连的部位有一定的变形，可以使用光滑体虚拟部件。但是，在使用光滑体虚拟部件时，要注意光滑体虚拟部件的变形是按“一定的规律”来进行的。这个规律就是光滑体虚拟部件的操纵点的变形是相连点变形的平均。

举例来说，在图 1-157 中，在圆孔上定义了一个光滑体虚拟部件当固支物体的左端，而在操纵点上施加一个往右拉的力，孔以近乎椭圆形而变形。

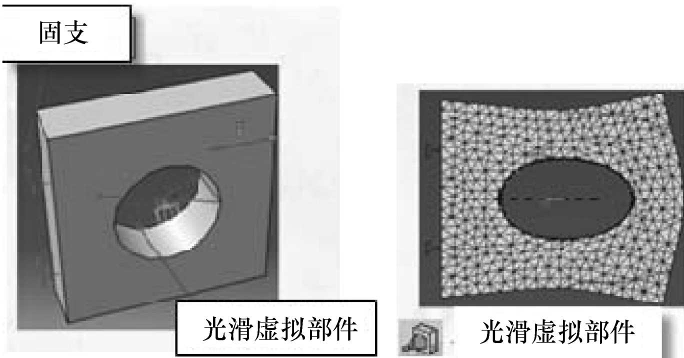
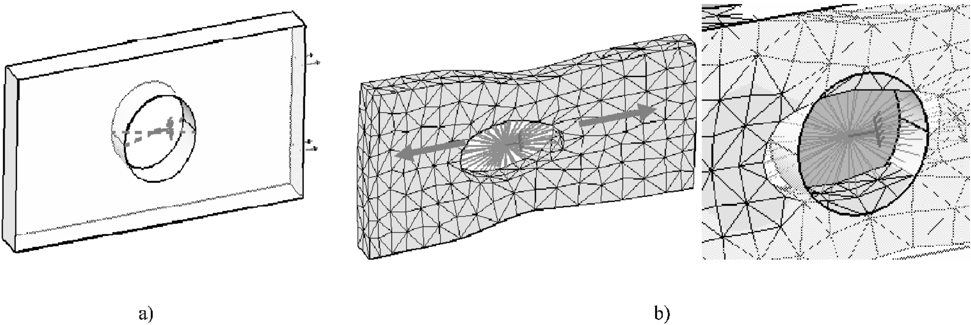


图 1-157　定义了光滑虚拟部件物体的变形：孔全体呈向右变形的态势

但是，若如图 1-158 所示，将光滑虚拟部件的操纵点固定，而在物体的右边施加向右的拉力，则圆孔的变形是以孔心为基准向左右两边等量发展的态势。这种与自然规律不符的现象发生的原因是，光滑虚拟部件的操纵点（圆孔的中心）被固定，其变形为零。圆孔若不以孔心为基准向左右两边等量地变形，作为光滑虚拟部件的操纵点（圆孔的中心）变形时圆孔变形的平均值则不会是零。本来外力是向右的，物体也应向右变形才合理。但在特殊情况下，这种看似不自然的现象也会发



a)　　b)

图 1-158　光滑体虚拟部件的机械行为

a）孔心固定，右边施加拉力　b）圆孔以孔心为基准向左右两边变形

生。例如，孔的部分充满橡胶类的不可压缩的材料时，在受力变形过程中，因不可压缩材料的体积不会改变，就可能发生上述不自然的现象。因此，有时将光滑虚拟部件称为橡胶效应（Rubber Effect）。

2. 光滑虚拟部件的陷阱

光滑虚拟部件另有一个有趣现象，如不注意，在使用时会导致不应有的错误。在图 1-159 中，对同一设计对象，光滑虚拟部件的定义可有两种方式：①将 4 个面用一个光滑虚拟部件连接；②对每一个面用一个光滑虚拟部件连接至操纵点。因有 4 个面，所以共用 4 个光滑虚拟部件，它们享有同一操纵点。粗看起来，两者似无差别，但它们的机械行为却大不一样。

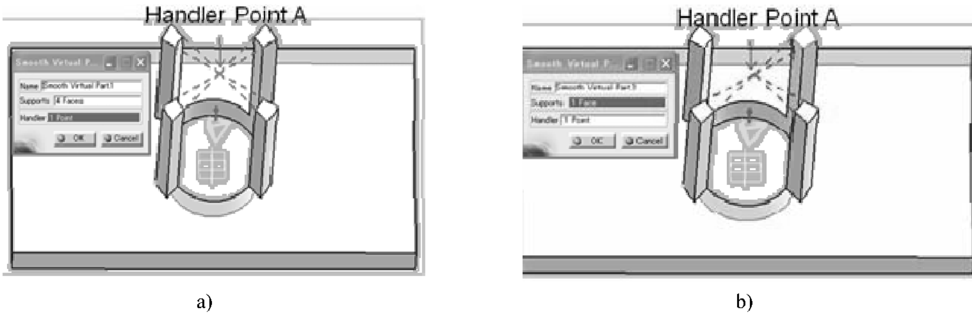


图 1-159　光滑虚拟部件还有一个有趣的现象

a）将 4 个面用一个光滑虚拟部件连接起来　b）对每一个面用一个光滑虚拟部件来连接到操纵点上

分别对两种情况作计算。第一种情况是，长方形块体左边固定，在操纵点 *A* 施加 10000N 右拉力，其变形结果如图 1-160 所示。

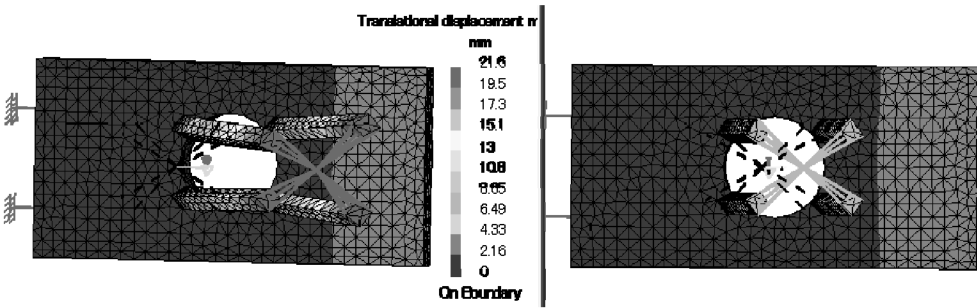


图 1-160　变形结果

从变形的结果可看出，将 4 个面用一个光滑虚拟部件连接时的变形较用 4 个光滑虚拟部件的变形大很多（图中的调色板已一致）。

第二种情况是，将操纵点 *A* 固定，在长方形块体的右边施加 10000N 右拉力，其变形结果如图 1-161 所示。

同样，从变形结果可看出，将 4 个面用一个光滑虚拟部件连接时变形较用 4 个



图1-161　变形结果

光滑虚拟部件的变形大很多（图中的调色板已一致）。可见，即使边界条件相同，只是使用的光滑虚拟部件个数不同也会带来不一样的结果。假定，这4个立柱由另外一个物体连接，而用光滑虚拟部件来取代这个连接物体，从物理意义上讲则需用将4个面用一个光滑虚拟部件连接起来的方法。而另一方面，刚性光滑虚拟部件则没有这种特性。

3. 虚拟部件和NASTRAN单元的对应关系

对使用过NASTRAN的人员而言，常问到虚拟部件和NASTRAN的单元有何对应关系的问题。

其实，NASTRAN中的RBE2（Rigid Body Element Type 2）单元常被用来连接多个节点构成刚性结合。这样的刚性结合也可用多个RBAR单元或者RBE1单元来实现。但常用RBE2单元。

刚性虚拟部件和RBE2的对应关系如下：

刚性虚拟部件=1个RBE2=多个RBE1　或　RBAR

另外，NASTRAN中的RBE3（Rigid Body Element Type 3）单元常被用来在模型里分配载荷或质量。必须注意的是，RBE3从名字上看有刚性单元的意思，但实际上不对构造物追加任何刚性。在用RBE3的地方，定义在参照点上的力或力矩是以RBE3的形状和定义的局部加权系数来分配。RBE3可以定义每个主节点的局部加权系数，而光滑虚拟部件没有这个定义。光滑虚拟部件和RBE3的对应关系是：

光滑虚拟部件=RBE3（Weight=1）

4. 刚性弹簧虚拟部件和光滑弹簧虚拟部件

刚性弹簧虚拟部件和光滑弹簧虚拟部件可看作在刚性虚拟部件和光滑虚拟部件刚体的操纵点的重合节点之间插入了一个弹簧单元。弹簧虚拟部件常用来简化模拟垫圈、防震用的橡胶垫或板簧等弹性部件。

在弹簧虚拟部件上可定义载荷和约束条件。在弹簧虚拟部件完全被约束后则成为接地弹簧（见图1-162）。

5. 接触虚拟部件

接触虚拟部件是在刚性虚拟部件和相连物体之间插入了接触单元（见图1-

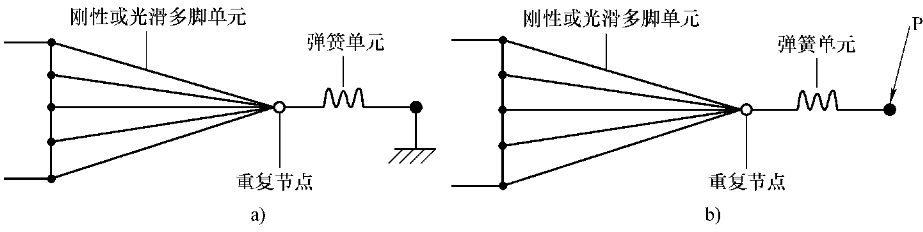


图 1-162 接地弹簧和弹簧上施加载荷的情形

a）完全被约束的弹簧虚拟部件成接地弹簧 b）弹簧虚拟部件上施加载荷的情况

163）。

如图 1-164 所示的中心孔，想象其中有一轴通过，右边受拉伸载荷。在此将轴简化为接触虚拟部件。如轴和孔之间密合在一起，即可设间隙量（Clearance）为零。与面接触特性不同的是，接触虚拟部件不考虑摩擦，为了使模型处于静定状态，需约束轴向的平面及 X、Y、Z 三个方向的转动项，使得接触虚拟部件只能在平面内上、下、左、右的方向移动。

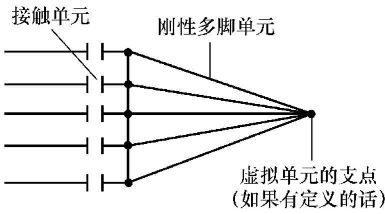


图 1-163 接触虚拟部件

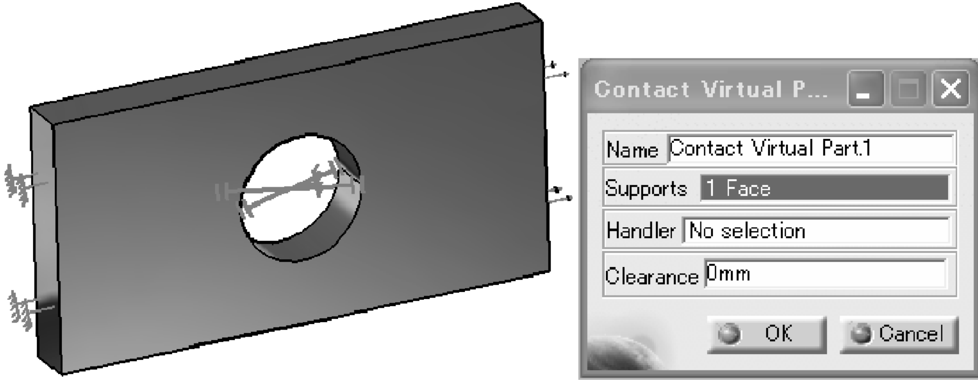


图 1-164 中心孔有一轴通过，右边受拉伸载荷

在此将轴简化为接触虚拟部件并固定。此处，假设通过中心孔的轴固定不动，完全约束接触虚拟部件，在长方形块体左边固定而在右边施加拉伸载荷，其变形形态如图 1-165 所示。

圆孔和轴（接触虚拟部件）相接触的左半边部分由于接触虚拟部件为刚性，圆孔的一半保持圆形不变。而右半部分的圆孔受力后，由于与轴（接触虚拟部件）

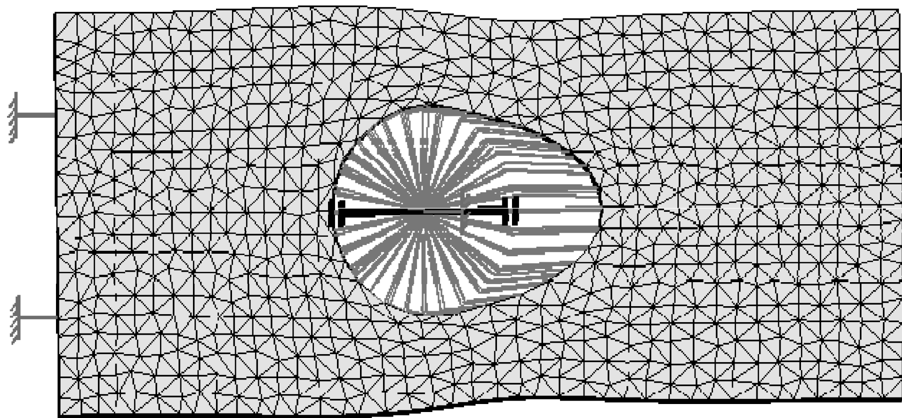


图 1-165　使用接触虚拟部件的变形形态

脱离后变形而不再保持圆形。接触虚拟部件可定义间隙量，这是其重要的特征。在间隙量为正值（>0）时，表示接触虚拟部件和物体之间有间隙。如上述情况，当间隙量 >0 时，变形后保持圆形的部分将小于圆孔的一半（当间隙量 =0 时，圆形的部分刚好为圆孔的一半）。正的间隙量可用来表征润滑油膜的厚度。而间隙量也可为负值，表示是过盈配合的情形。这种间隙量的处理，并不改变网格的形状，而是通过作为接触虚拟部件特性之一的间隙量来实现。

1.7.3　虚拟部件的应用实例：万向节的应力分析

万向节是汽车车架系统中转向装置里的重要部件。要分析万向节的应力，最好是用装配体分析。但是，如果只评价万向节的应力，可以运用虚拟部件代替万向节周边部件来模拟分析。考虑到与万向节相连接部件的作用，可以用光滑虚拟部件来取代传递载荷到万向节的部件。在图 1-166 中，SVP 表示 Smooth Virtual Part，即光滑虚拟部件的英文缩写。

在中心孔上定义的光滑虚拟部件的操纵点指定在表示地面位置处，在该操纵点上定义了一个地面位置传递来的载荷。如此，就可以方便地评价万向节的强度问题。

虚拟部件基本上是用于取代某个在分析时无需详细考虑的部件，而不能作为连接各个部件来使用。需定义部件之间的连接关系时，应使用装配连接。关于装配连接，将在装配体分析时阐述。

基于某种规律，虚拟部件是实际存在的部件的一种近似。正确地理解虚拟部件的特性，在实际设计分析中选用合适的虚拟部件，可以提高分析效率。

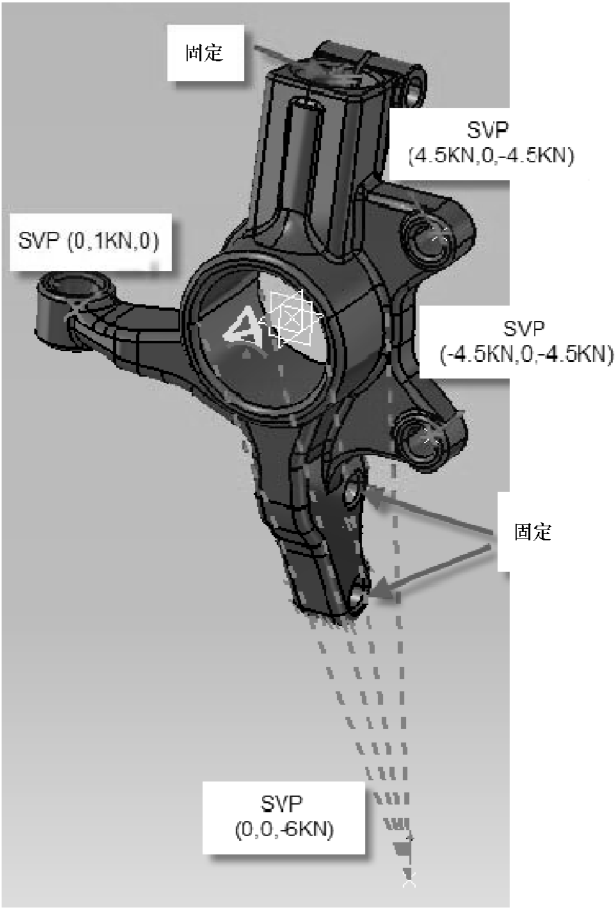


图 1-166 万向节应力分析的条件定义

1.8 单个零部件分析时的常见错误及其对策

本节将讲述在进行单个零部件分析时遇到的常见错误信息和应采用的对策。

1.8.1 错误信息 1（见图 1-167）

发生场合：自零部件设计（Part Design，PDG）工作台切换到结构分析（Generative Structural Analysis，GSA）工作台时。

原因：零部件设计模型里未定义材料。

对策：在零部件设计工作台中定义材料信息。定义方法参见 1.1.2 节。

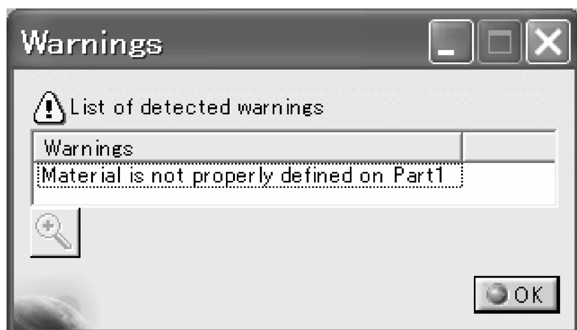


图 1-167　错误信息 1

1.8.2　错误信息 2（见图 1-168）

发生场合：计算过程中。



图 1-168　错误信息 2

原因：零部件设计模型里未定义材料。

对策：在零部件设计工作台里定义材料信息。定义方法参见 1.1.2 节（1.2），或者在结构分析工作台用户自定义材料，方法是单击“User Material”的图标。

1.8.3　错误信息 3（见图 1-169）

发生场合：计算过程中。

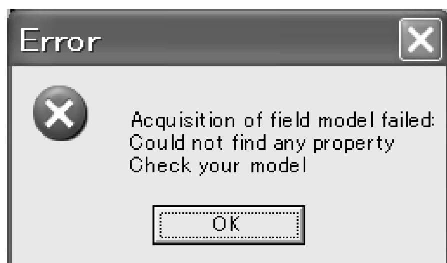


图 1-169　错误信息 3

原因：零部件设计模型里未定义材料

对策：在零部件设计工作台里定义材料信息。定义方法参见 1. 1. 2 节，或者在结构分析工作台里用户自定义材料，方法是单击“User Material”的图标。

1. 8. 4　错误信息 4（见图 1-170）

发生场合：计算过程中。

原因：对同一零部件，定义了一个以上的网格部件。

对策：删除多余的网格部件。



图 1-170　错误信息 4

1. 8. 5　错误信息 5（见图 1-171）

发生场合：计算过程中。



图 1-171　错误信息 5

原因 1：未定义约束条件。

对策 1：定义合适的约束条件。

原因 2：未正确定义约束条件。例如，对挂架模型未使用固支（Clamp）而使用面滑移约束（Surface Slider），则发生这种错误（见图 1-172）。因为面滑移约束只约束面的法线方向的位移。

对策 2：添加合适的约束条件。

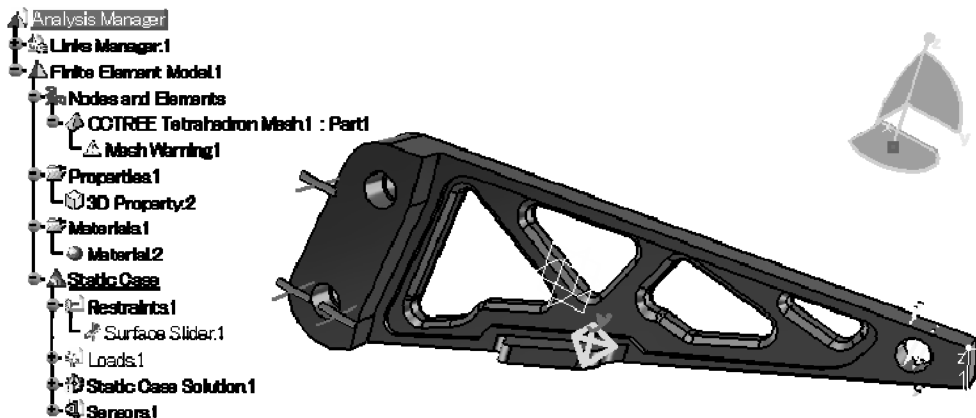


图 1-172　只用一个面滑移约束造成不充分约束的情况

1.8.6　错误信息6（见图1-173）

该错误信息是对实体零部件未自动生成网格部件的对应。

现象：对实体零部件作分析时，未自动生成网格部件，也不能单击选择界面中的实体零部件来生成网格部件。

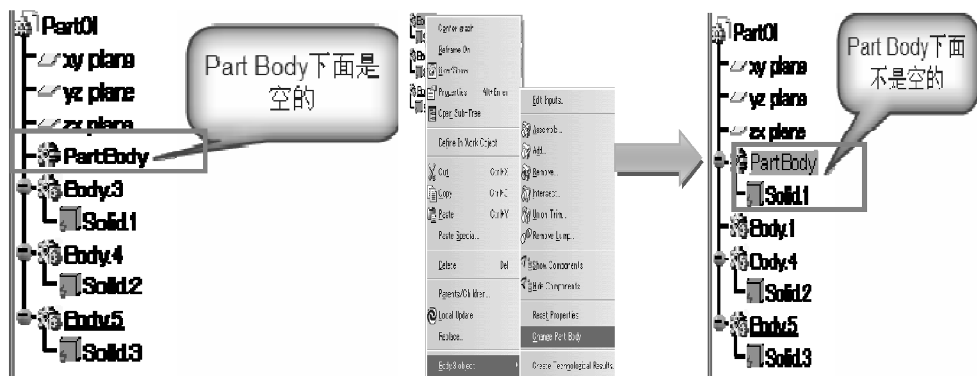


图 1-173　错误信息6

原因：如图1-173所示，实体部件未放置在Part Body下，在这种情况下，工作台从设计切换到分析时，自动网格划分器在Part Body里找不到将要分析的对象，则给出错误信息。这种现象在用Step格式来输入外部的CAD模型时，尤其容易发生。所以，在分析开始前，要检查规格树，查看作为分析对象的实体是否已放置在Part Body下。

对策：Part Body是空的场合，在将要分析的实体Body上单击右键，从下拉列表中选择“Change Part Body”，系统会自动将该实体Body变成Part Body。

1.9 动态响应分析

对动态响应分析不感兴趣的读者可跳过此节。

在前面几节中，着重讲述了静应力分析和固有振动分析。固有振动分析是物体固有的振动特性，在分析时并不需要外界激励的信息。而静应力分析的载荷是对时间不变或变化非常缓慢的情形下的应力分析。与静应力分析不同，振动分析针对的是随时间变化载荷的情形。由于振动分析需考虑时间因素，可直接在时间领域求解，还可将时间领域的问题转化为频率领域的问题求解，所以，振动分析可分成时间域和频率域两种分析。如果只需考虑材料的线性弹性、物体的小变形状态，可将振动问题按固有振动的模态来分解，该方法常称为模态叠加法。在本节中，理论依据就是模态叠加法。

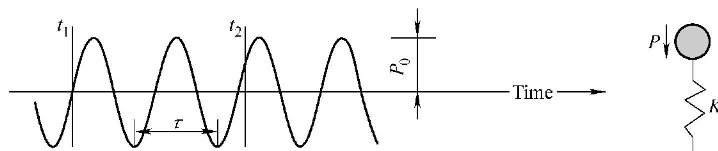


图 1-174　随时间以正弦波变化的载荷

如果外加载荷 $P(t)$ 随时间以正弦波变化（见图 1-174），那么 $P(t)$ 可表征为

$$P(t) = P_0 \sin(\omega t + \varphi_0) \quad (1\text{-}3)$$

式中　ω——固有频率（ω_n 是圆频率，$\omega_n = 2\pi f$，f 是频率）；

φ_0——相位角；

t——时间。

在一维质点-弹簧系统中

$$\omega_n = \sqrt{\frac{K}{M}} \quad (1\text{-}4)$$

式中　M——质点的质量；

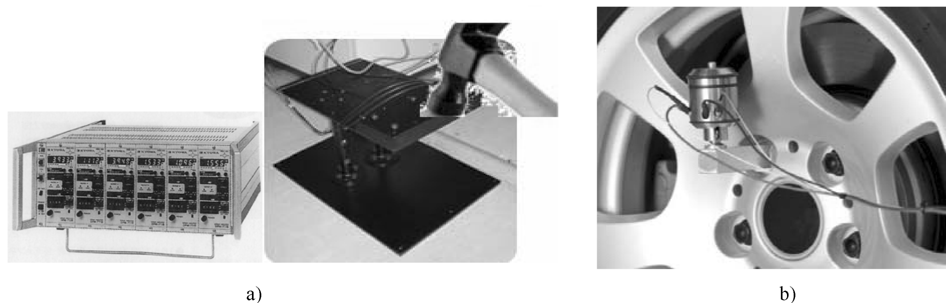
K——弹簧的刚度。

振动分析还可根据外来激励的不同分为力激振和基础激振（加速度激振）。

1.9.1 力激振和锤击试验、调和响应分析

力激振是指由随时间变化的外力引起的振动。在试验室中，常用的一个振动测试为锤击试验，即用锤子击打物体，将其产生的振动信号记录下来，用于测试的方法如图 1-175 所示。

锤击试验的一个特点是它激励了所有的固有模态。在频率域里，激励信号表现



a)　　b)

图 1-175　锤击试验

a）锤击试验　b）轮毂的锤击试验

为一条水平线（见图 1-176），其信号有一个特别名字，称为白噪声（White Noise）。

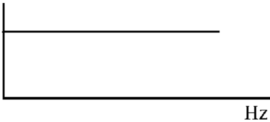


图 1-176　白噪声（White Noise）

下面将用一个案例来说明如何在频率域里进行表现锤击试验的动态响应分析。

案例为挂架的调和响应分析。

调和响应分析是在频率域的响应分析。

一个完整的调和响应分析有以下几个步骤：静应力分析：求解结构物在有外载作用下的应力。这个外载在响应分析中会赋予随时间变化的特征；固有振动分析：求解用于模态叠加法用的固有模态；调和响应分析：定义外载随频率变化的特征（激励波的波形）和阻尼系数。求解的频率范围等条件确定后，进行求解和后处理。

（1）静应力分析　直接利用前面已定义的分析文档。

与 1.4 节一样，定义挂架的约束和载荷条件如图 1-177 所示。

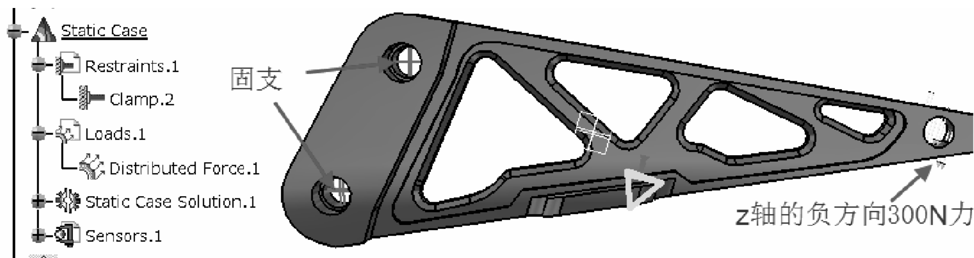


图 1-177　挂架的约束和载荷条件

（2）固有振动分析　利用与静应力分析相同的约束条件进行固有振动分析。要注意应计算的固有模态的阶次。默认的计算阶次是 10 阶。用本篇第 5 章讲述的表示模态参与因子（Mode Participation Factor）的方法来确认所计算的固有模态的阶次是否足够。

在默认的情况下，计算 10 阶模态。在 x、y、z 的并行方向上的总的参与因子分别是 81.19%、77.51% 和 81.09%。一般而言，总的参与因子要在 90% 以上为好（见图 1-178）。

Modal participation :

Mode	Frequency Hz	Tx (%)	Ty (%)	Tz (%)	Rx (%)	Ry (%)	Rz (%)
1	9.8484e+001	73.91	0.00	0.01	0.00	10.41	13.71
2	4.0964e+002	0.02	4.60	68.69	13.79	0.06	0.00
3	1.5256e+003	4.58	0.01	0.01	0.00	4.74	2.65
4	1.9597e+003	0.01	69.45	5.24	0.02	0.09	0.00
5	2.0760e+003	0.32	2.04	0.21	0.01	1.63	0.23
6	3.9154e+003	0.02	1.27	5.31	3.17	0.05	0.02
7	4.0813e+003	1.20	0.11	0.03	0.06	1.87	1.17
8	5.1670e+003	0.05	0.02	0.00	0.00	0.90	0.04
9	6.3579e+003	0.01	0.01	1.58	1.59	0.04	0.01
10	7.0776e+003	1.08	0.00	0.02	0.01	1.00	1.20
	Total	81.19	77.51	81.09	18.63	20.80	19.01

图 1-178　模态参与因子

为什么必须计算足够的固有模态的阶次？从线性代数中的矩阵理论来看，固有频率和固有模态即特征值和特征向量。模态叠加法是在用特征向量作为坐标（又称为基）的 N 维空间（N = 特征向量的个数）中将其展开进行求解的方法。如果模态的阶数，即特征向量的个数不够，那么展开用的坐标就不完备，展开的结果（模态叠加法的结果）不能保证精确。换句话说，如果用 5 阶的模态来作响应分析与用 15 阶的模态来作响应分析的结果可能会不同。所以，正确的做法是用总的模态参与因子在 90%（经验值）以上的模态阶数来作动态响应分析。

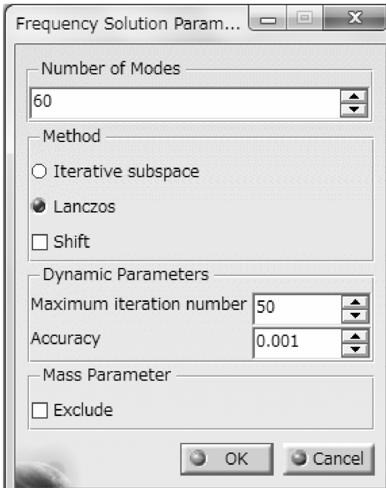


图 1-179　修改要计算的模态阶数（从 10 改成 60）

把所要计算的模态阶数从 10 改为 60（见图 1-179）。

重新计算后，从计算报告中可发现在 x、y、z 的并行方向上的总的参与因子分别为

91.64%、90.40%和92.68%（见图1-180），可保证模态叠加法的结果有足够的精度。

Modal participation :

Mode	Frequency Hz	Tx (%)	Ty (%)	Tz (%)	Rx (%)	Ry (%)	Rz (%)
1	9.8484e+001	73.91	0.00	0.01	0.00	10.41	13.71
2	4.0964e+002	0.02	4.60	68.69	13.79	0.06	0.00
3	1.5256e+003	4.58	0.01	0.01	0.00	4.74	2.65
4	1.9597e+003	0.01	69.45	5.24	0.02	0.09	0.00
5	2.0760e+003	0.32	2.04	0.21	0.01	1.63	0.23
6	3.9154e+003	0.02	1.27	5.31	3.17	0.05	0.02
,,,							
56	3.7751e+004	0.00	1.18	0.14	0.84	0.03	0.01
57	3.8465e+004	0.01	0.01	0.01	0.00	0.08	0.03
58	3.8990e+004	0.33	0.04	0.19	0.25	0.51	0.63
59	3.9349e+004	0.14	0.01	0.09	0.05	0.70	0.29
60	3.9924e+004	0.30	0.09	0.04	0.02	0.36	0.56
	Total	91.64	90.40	92.68	38.83	38.43	38.17

图1-180　模态参与因子

（3）调和响应分析　从下拉列表中插入一个调和响应分析（Harmonic Dynamic Response Case）的案例，并在弹出的窗口（见图1-181）中选择上述固有振动解作为模态叠加的基。

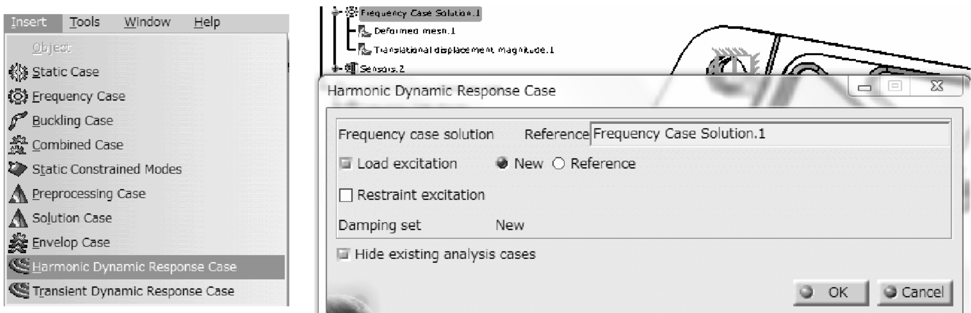


图1-181　调和响应分析的定义

此时特征树上自动生成调和响应分析的特征（见图1-182）。

定义外载随频率变化的特征（激励波的波形），可考虑锤击试验，此处选择白

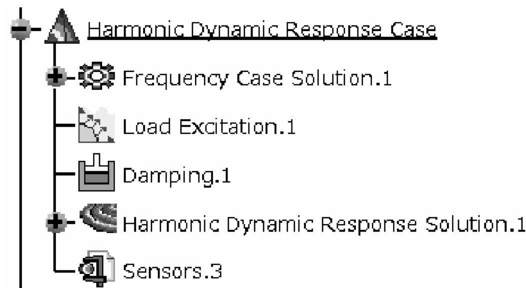


图 1-182　特征树上自动生成调和响应分析的特征

噪声 （见图 1-183）。

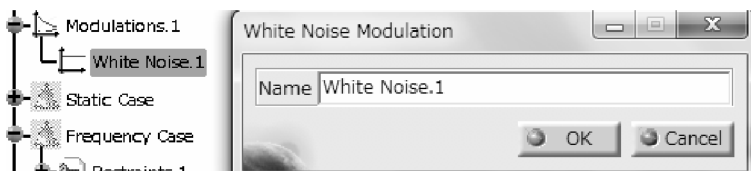


图 1-183　定义外载随频率变化的特征（激励波的波形）

下一步是将白噪声激励波的波形和外力相关联。如图 1-184 所示，双击特征树上的载荷激励（Load Excitataion. 1）节点，并从特征树上选择静应力分析中的载荷（$-z$ 方向 300N）和白噪声的特征来完成定义。其物理意义是用 300N 的力在挂架前端的孔上锤击挂架，测试其动态响应。

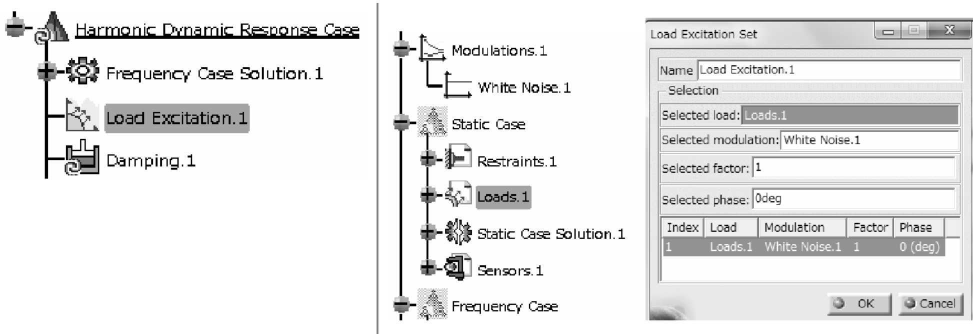


图 1-184　载荷激励的定义

定义载荷激励后，再来定义阻尼系数。阻尼衰减振动的机制较复杂。一般认为，阻尼是因振动引起了结构内部分子的运动，产生摩擦热而消耗了能量所致。如图 1-185 所示，双击特征树上的阻尼（Damping. 1）节点，选择模态阻尼（也可以选择瑞利阻尼），并给定全模态的阻尼系数为临界阻尼系数的 4%（一般金属结构的阻尼系数为临界阻尼系数的 4%）。

上述定义结束后，再来定义所需求解的频率范围。如图 1-186 所示，双击特征



图 1-185　定义阻尼系数

树上的动态调和响应解（Harmonic Dynamic Response Solution. 1），在弹出的窗口中输入 0 ~ 5000Hz 的频率范围，并分 500 等份进行求解。

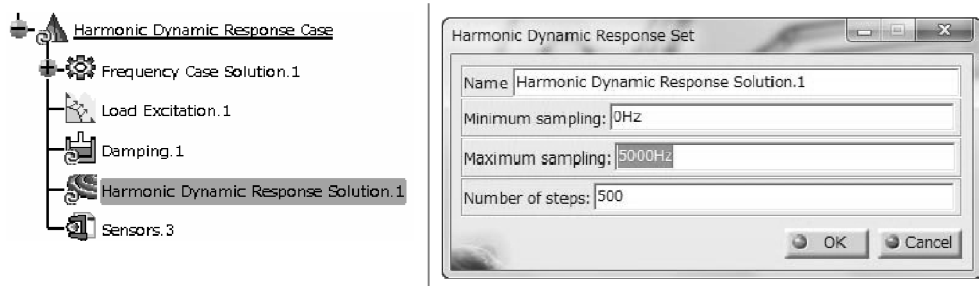


图 1-186　定义所需求解的频率范围

模态叠加法的计算求解速度很快，计算完成后，可进行后处理。如图 1-187 所示，在特征树上的动态调和响应解（Harmonic Dynamic Response Solution. 1）选项单击右键，选择生成二维图形（Generate 2D Display），并在绝对坐标系中表示二维图形。选择所需表示动态响应的节点表示二维图形。

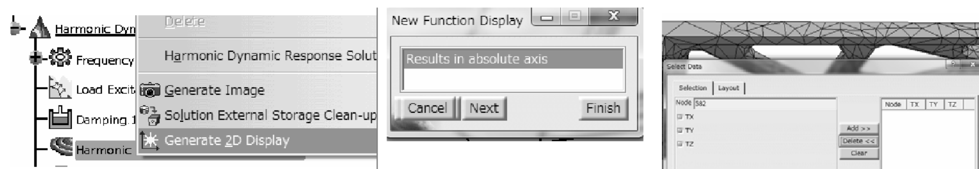


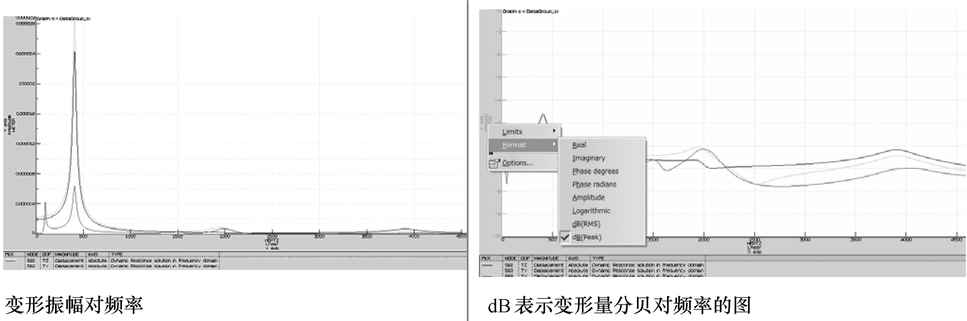
图 1-187　动态调和响应的后处理

默认表示的是该节点的变形振幅对频率的图，可以在纵轴上选择 dB 表示变形量分贝对频率的图（见图 1-188）。

要注意的是，dB（分贝）是一个相对量。0 分贝是指变形量在 1μm 时的值，建议在变形二维图的曲线上单击右键输出到 Excel 里计算画图。

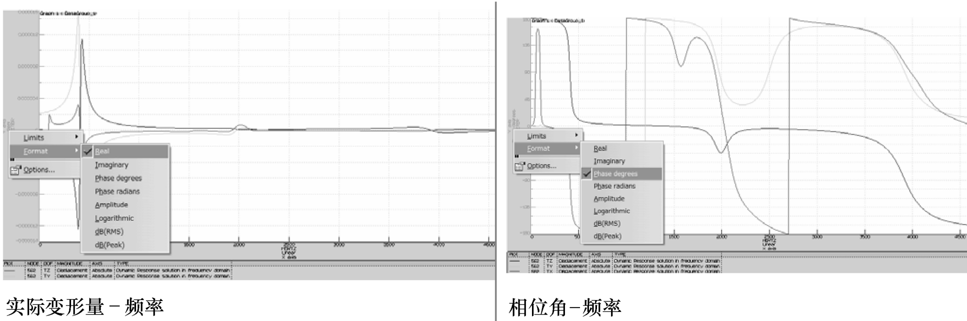
除上面的表示外，还可输出实际变形量-频率、相位角-频率的图（见图 1-189）。

除表示变形量和频率的关系外，有时需知道速度、加速度与频率的关系。如图



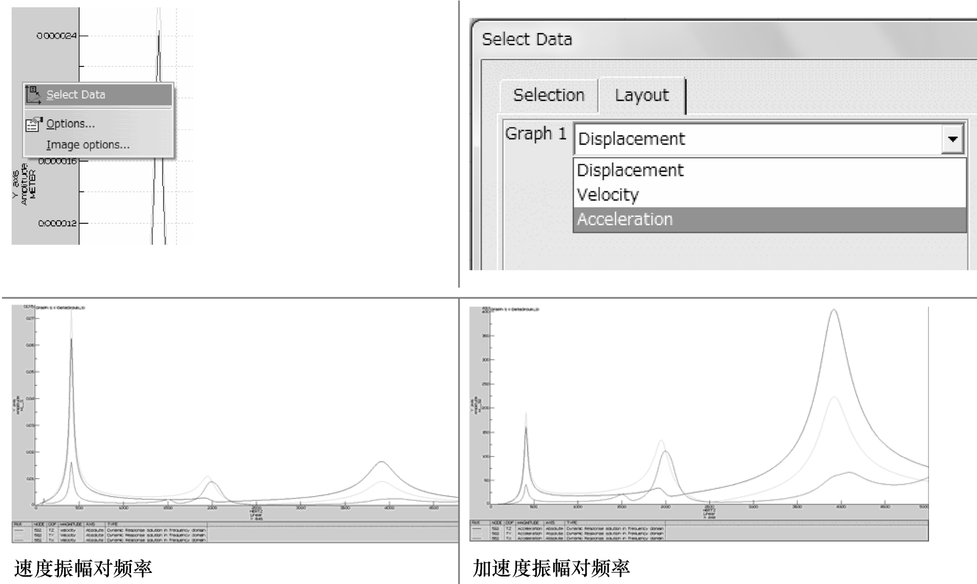
变形振幅对频率　　dB 表示变形量分贝对频率的图

图 1-188　动态调和响应的后处理



实际变形量 - 频率　　相位角-频率

图 1-189　动态调和响应的后处理



速度振幅对频率　　加速度振幅对频率

图 1-190　动态调和响应的后处理

1-190 所示，做法是在上面的二维表示纵轴的空白处单击右键，从下拉列表中选择 Select Data，再在弹出的窗口中选择速度、加速度，即可显示速度、加速度与频率的二维表示。

用二维图除可表示某一节点的动态响应外，还可表示某一频率时全结构的位移和应力分布。图 1-191 表示的是第二阶固有频率（409Hz）附近 400Hz 的位移和应力值以及分布图。

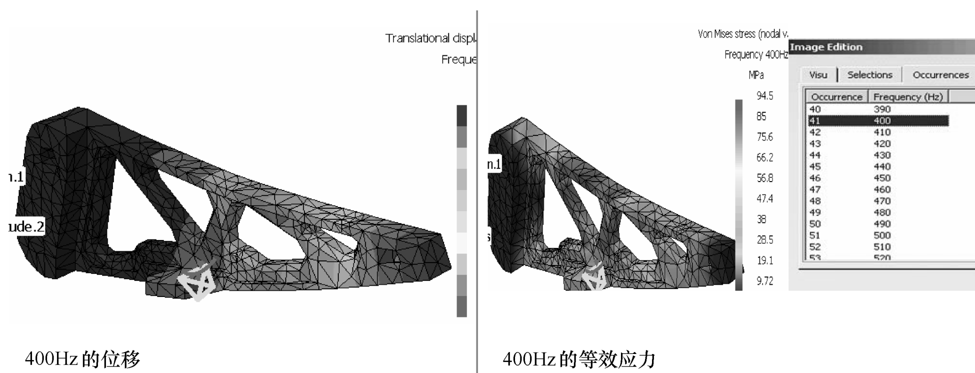


图 1-191　动态调和响应的后处理

由于阻尼作用，并非刚好在固有频率时处达到最大值，常存在一定偏差。

在表示了位移或应力后，可对整个分析的频率范围进行动画表示。

本案例主要是对应试验室里的锤击试验而设定的外力激励的动态调和响应分析。动态调和响应分析也可是基础激励（见图 1-192）。在此不作详细表述，读者可自己练习体会。

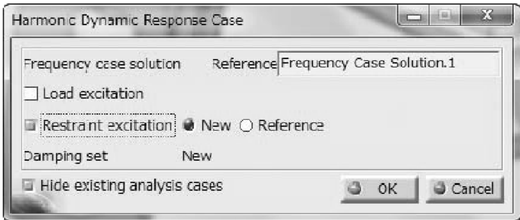
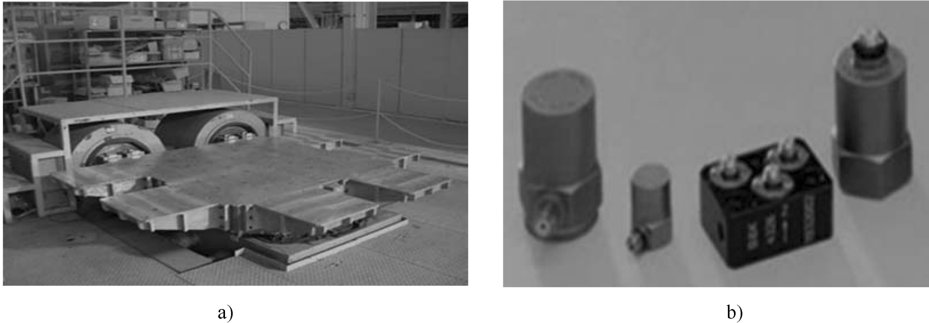


图 1-192　基础激励的动态调和响应分析

1.9.2　基础激振和振动台试验、瞬态响应分析

基础激振又称为加速度加振，是指因为结构物的约束部位（支承部位）的加速度不为零的运动而引起的结构物自身的振动。如果加速度为零，由于约束部位处于静止或匀速运动状态，不会引起结构物自身的振动。这样的基础激振，在试验室里可看作将结构物固定在振动台上进行试验，即振动台试验（见图 1-193）。



a)　　b)

图 1-193　基础激振和振动台试验

a）振动台　b）加速度传感器

实际的结构物固定在振动台上后，要用加速度传感器来测量其动态响应。

下面将利用一个案例来说明如何在时间域里进行动态响应分析。

案例：挂架的瞬态响应分析

瞬态响应分析是在时间域的响应分析。

一个完整的瞬态响应分析有以下几个步骤：静应力分析：求解结构物在有外载作用下的应力。该外载在接下来的响应分析中会被赋予随时间变化的特征；固有振动分析：求解用于模态叠加法用的固有模态；瞬态响应分析：定义外载随时间变化的特征（激励波的波形）和阻尼系数。求解的时间范围等条件确定后，进行求解和后处理。

（1）静应力分析　直接利用前面已定义的分析文档。

（2）固有振动分析　与上面调和响应分析一样，采用计算到 60 阶模态的固有振动模态作为模态叠加法的基，直接利用前面已定义的分析文档。

（3）瞬态响应分析　从下拉列表（见图 1-194）中插入一个瞬态响应分析（Transient Dynamic Response Case）的案例，并在弹出的窗口中选择上述固有振动解作为模态叠加的基。注意选择基础激励（Restraint Excitation）。

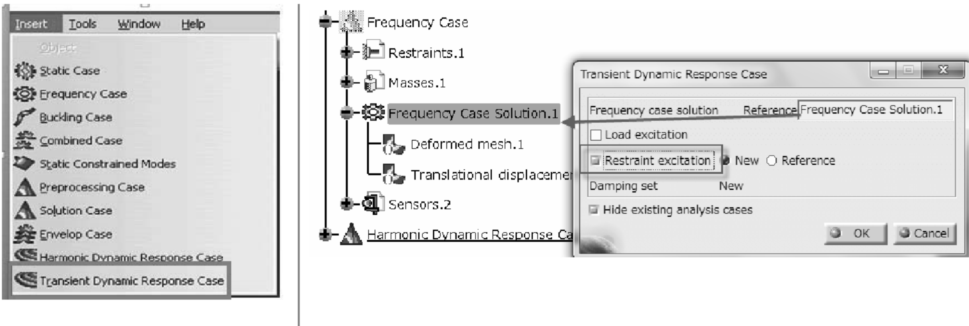


图 1-194　瞬态响应分析的定义

此时特征树上自动生成瞬态响应分析的特征（见图1-195）。

定义外载随时间变化的特征（激励波的波形），可考虑振动台试验，在此预先用Excel定义了一个正弦变化的激励波的波形（见图1-196）。

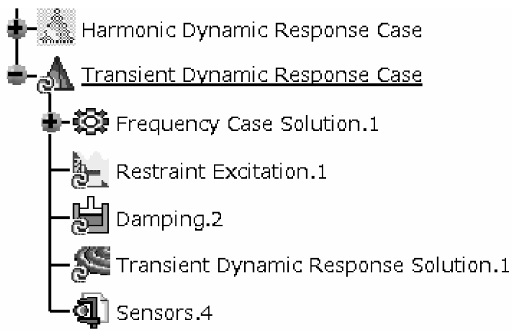


图1-195　瞬态响应分析的特征

T(ms)	Y
0	0
0.5	0.479426
1	0.841471
1.57	1
2	0.909297
2.5	0.598472
3.141593	5.36E-08
3.6	-0.44252
4.1	-0.81828
4.712389	-1
5.2	-0.88345
5.7	-0.55069
6.283185	-1.1E-07

图1-196　用EXCEL定义一个激励波的波形

单击时间调制（Time Modulation）图标，选择已定义好的正弦变化波形的Excel文件，并在特征树上确认时间调制波形的节点（见图1-197）。

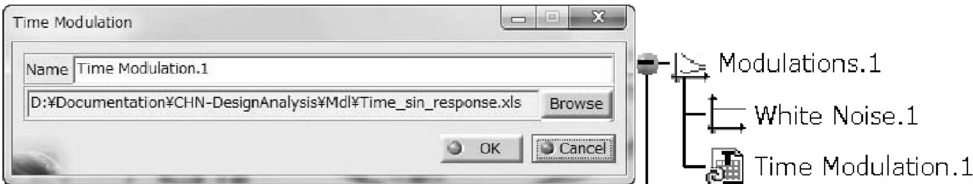


图1-197　定义激励波的波形

在此节点上单击右键，从下拉列表中选择生成二维图形（Generate 2D Display），可以表示其正弦波形（见图1-198）。

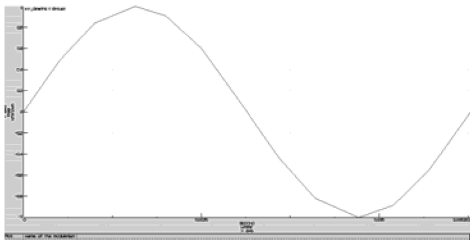


图1-198　激励波的正弦波形

下一步是将此时间调制波的波形和基础运动相关联。如图 1-199 所示，双击特征树上的基础激励（Reastraint Excitataion. 1）节点，并从特征树上选择时间调制波的特征，并在 z 方向给定一个重力加速度的值 9. 8m/s^2 来完成定义。其物理意义是物体（挂架）的约束部位在 z 方向有一个加速度大小为 9. 8m/s^2、以正弦波形式变化的运动，这个基础运动导致了挂架的振动。目的是测试这个在 6. 28ms 内的加速度加振会有什么样的动态响应。

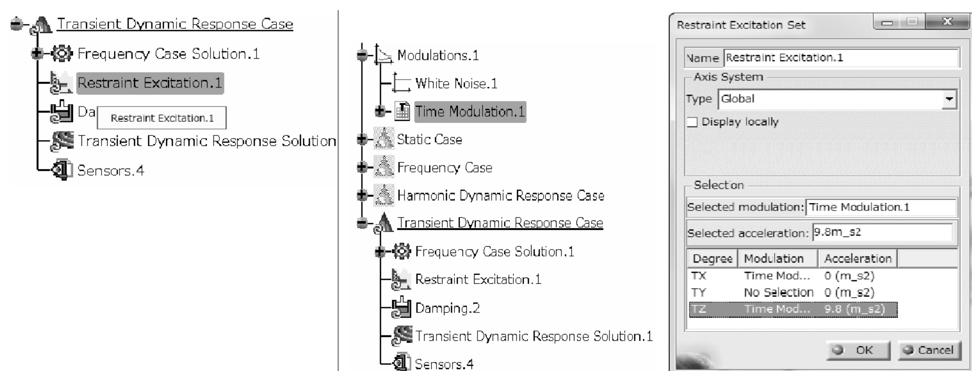


图 1-199　基础激励的定义

定义了基础激励后，用调和响应的方法定义阻尼系数。同样，选择模态阻尼，并给出全模态的阻尼系数为临界阻尼系数的 4% 。

上述定义结束后，再来定义所需求解的时间范围。如图 1-200 所示，双击特征树上的瞬态响应分析解（Transient Dynamic Response Solution. 1），在弹出的窗口中输入 0 ~ 0. 25s 的时间范围，并分 500 等份来求解。

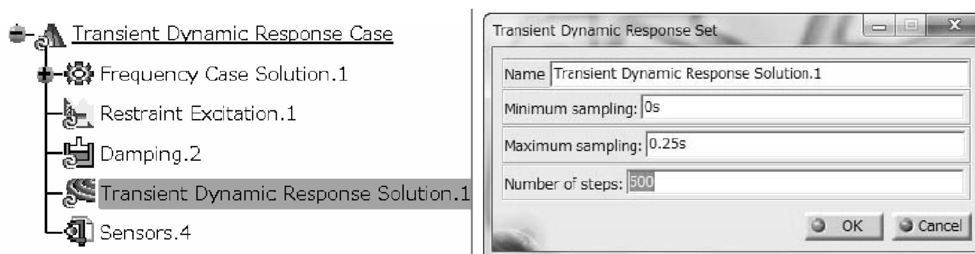


图 1-200　瞬态响应分析求解范围的定义

计算完成后，可进行后处理。如图 1-201 所示，在特征树的瞬态响应分析解（Transient Dynamic Response Solution. 1）上单击右键，选择生成二维图形（Generate 2D Display），并在相对坐标系中表示二维图形。选择所需表示动态响应的节点表示二维图形。

基础激励常表示的是相对坐标系中的结果，即人站在振动台上观察动态响应，以便排除基础运动的影响，直接得到结构物的响应。

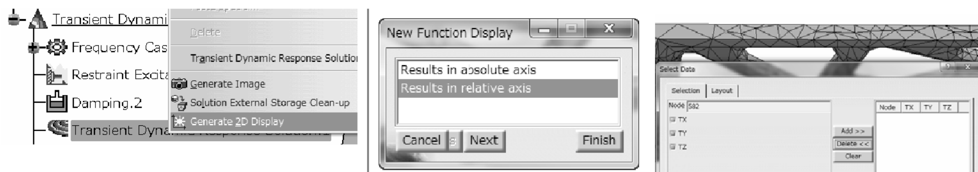
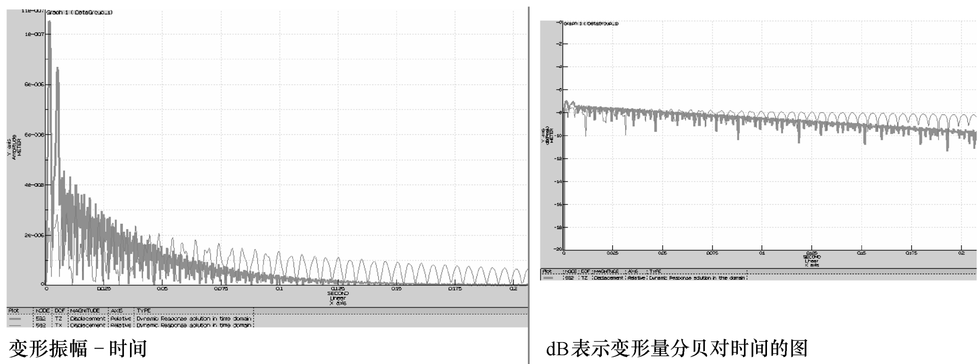


图 1-201　瞬态响应分析的后处理

默认表示的是该节点的变形振幅-时间的图。可以在纵轴上选择 dB 表示变形量分贝-时间的图（见图 1-202）。

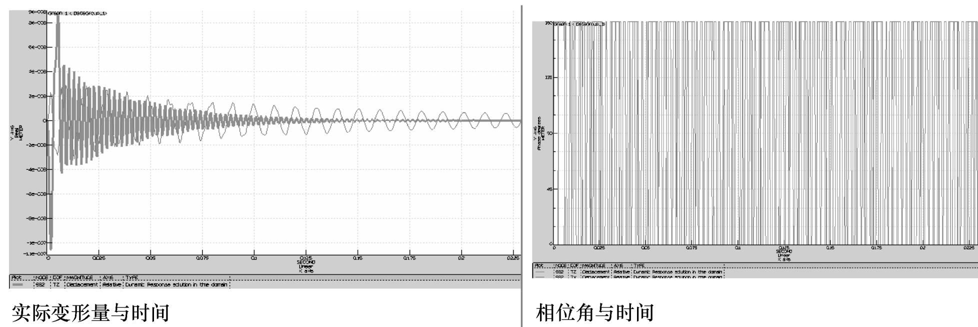
除上面的表示外，还可输出实际变形量与时间和相位角与时间的图（见图 1-203）。

除了表示变形量和时间的关系外，有时需知道速度、加速度与时间的关系。如图 1-204 所示，做法是在上面的二维表示的纵轴的空白处单击右键，从下拉列表中选择 Select Data，再在弹出的窗口中选择速度、加速度，即可显示速度、加速度对时间的二维表示。



变形振幅 - 时间　　dB表示变形量分贝对时间的图

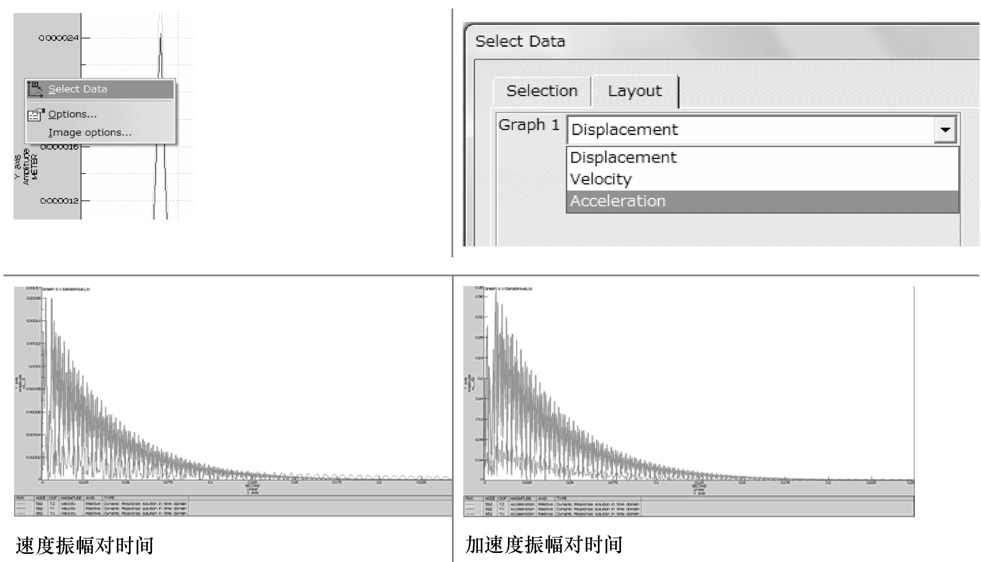
图 1-202　瞬态响应分析的后处理



实际变形量与时间　　相位角与时间

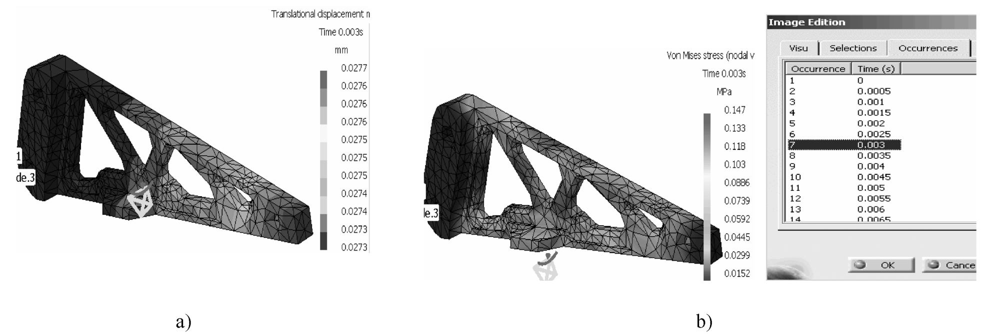
图 1-203　瞬态响应分析的后处理

二维图除可表示某一节点的动态响应外，还可以表示某一时刻全结构的位移和应力分布。下面表示的是 3ms 时位移和应力值以及分布图（见图 1-205）。



速度振幅对时间　　加速度振幅对时间

图 1-204　瞬态响应分析的后处理



a)　　b)

图 1-205　瞬态响应分析的后处理

a）3ms 时的位移　b）3ms 时的等效应力

表示了位移或应力后，可对整个分析的时间范围进行动画表示。动画表示分绝对坐标系和相对坐标系中结果的两种表示方式，可方便、清楚地观察基础激励的响应。其方法如图 1-206 所示，双击上述位移或应力的图像，在弹出的窗口中的 Visu 选项中，单击变形模式右边的按钮，再在新弹出的材料的窗口中选绝对坐标系和相对坐标系。

另外，也可显示相对坐标系中的位移、速度和加速度矢量。其做法如图 1-207 所示，在特征树的瞬态响应分析解（Transient Dynamic Response Solution. 1）上单击右键，选择生成图像（Generate Image），选择所需表示动态响应的相对坐标系中的位移、速度和加速度矢量。

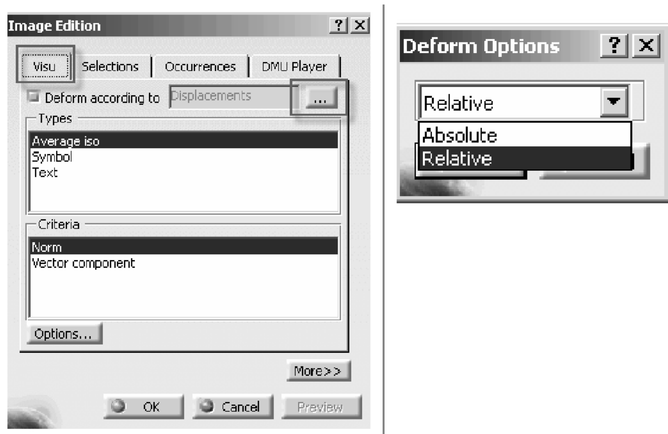


图 1-206　绝对坐标系和相对坐标系中结果的表示方式

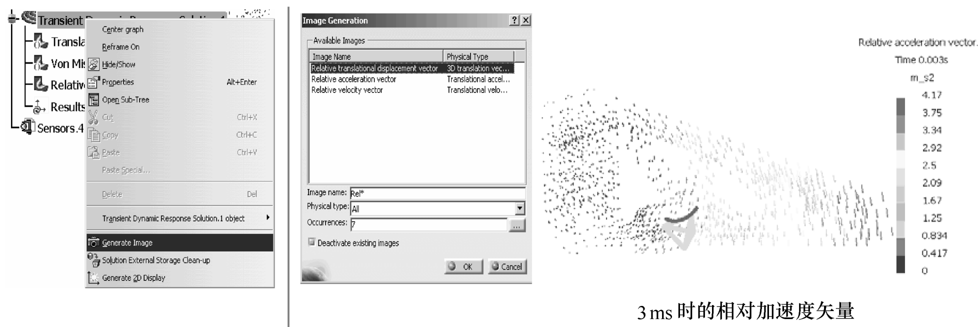


图 1-207　显示相对坐标系中的位移、速度和加速度矢量

本案例主要是对应试验室里的振动台试验而设定的基础激励的瞬态响应分析。瞬态响应分析也可以是力激励（见图 1-208）。在此不作详细表述，读者可自己练习体会。

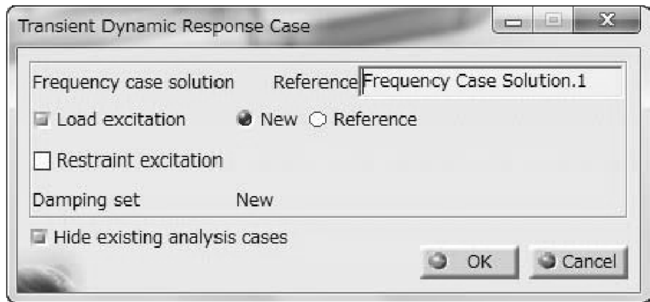


图 1-208　力激励的瞬态响应分析

本节着重讲述了在实际试制样品进行试验前，如何在产品的设计阶段来实施振动试验，以测试动态响应的水平来改进设计，提高产品质量。

第 2 章　壳 体 分 析

2.1　壳体的概念和理论概要

通常平板和壳体指的是在某个方向的厚度比其余两个方向的尺寸要小得多的结构。常见的飞机机身、汽车车体部件、液化气储藏罐等均为这一类结构（见图 2-1）。



图 2-1　可看作壳体的构造物：飞机机身、汽车车体部件、液化气储藏罐

板壳结构可以看作三维实体的特例，可用没有厚度的面来表征，而厚度可作为一种特性赋予在面上。当然，把板壳结构作为三维实体来处理在理论上没有任何问题。但是，在数值计算上，沿某一方向（这里是厚度方向）特别薄的物体用实体网格来离散，刚度矩阵则会存在变成病态矩阵的危险。通常，在用实体单元来求解薄壁结构时，为了保证结果的精度，常在厚度方向至少划分两层单元以上。可见，在厚度方向至少需划分两层以上单元，又需保证网格质量不会太差，单元的细长比应在允许的范围内，致使单元的总数目变得很大。在现在硬件发达的情况下，如果只是进行线性静应力分析，还可以应付大部分问题。但是，如果对噪声和振动进行分析，求解高阶固有频率时，这个问题则不可忽视。另外，用三维实体来求解薄壁结构的塑性、大变形为代表的非线性问题时，也存在同样的问题。

因此，用板壳理论来解决工程问题意义很大。其实，在很久以前就确立了各种的板壳理论。最初发展的是克希霍夫（Kirchhoff 1850）的薄板理论。克希霍夫理论基于几个假设，将薄板的面外方向的变形（w）通过一个重调和方程来求解。将克希霍夫导入的假设放宽后，发展成可适用中厚板的理论有赖斯纳-明德林（Reissner-Mindlin，于 1945 ~ 1951 年确立）理论。

克希霍夫理论和赖斯纳-明德林理论的主要不同在于是否考虑剪切效应。一般，板壳单元都是根据赖斯纳-明德林理论发展的。在每一个节点处的未知量，有三个

并进位移（U_x，U_y，U_z）和三个转动位移（θ_x，θ_y，θ_z），共有六个自由度，来表征面内的平面应力状态和面外的弯曲状态（见图2-2）。

要注意和壳的法线方向的转动位移 θ_z 对应的弯矩 M_z 实际上为零，这需要对刚度矩阵的奇异性作处理。这种处理是软件自动完成的，无需用户进行任何操作。

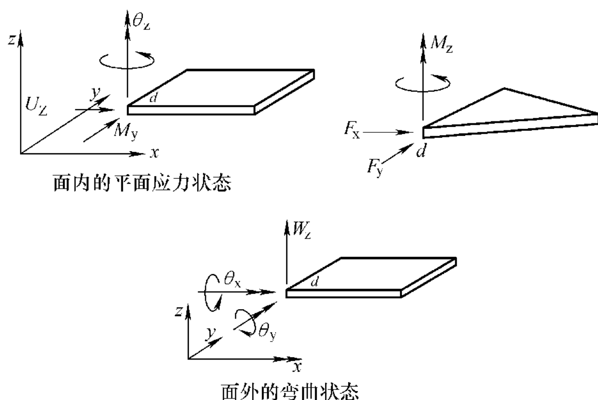


图2-2　在面内处于平面应力状态/面外方向处于弯曲状态的壳体

另外，也可对三维单元进行退化来构成板壳单元。前面讲述的基于赖斯纳-明德林理论的板壳单元仍然依据某些假定的单元，在板厚增大很多时，精度会降低（在有限元称为闭锁现象）。此处不作详细表述，用三维单元退化而来的板壳单元可在最大限度上避免这种问题的发生。但是，即使是三维单元退化而来的板壳单元在板厚很大时，还是需用三维实体单元来求解。

中立面的概念和壳的特性　对壳体这类单一方向的尺寸（厚度）比另外两个方向的尺寸小好多的物体而言，可用面来表征。一般来说，面要在厚度的中间来表现为好，因而称其为中立面（见图2-3）。

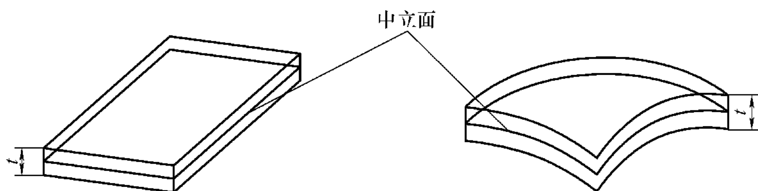


图2-3　壳的中立面和板厚

当然，三维物体用面来表征后，面还有外表面（上表面）和内表面（下表面）之分。在确认结果时，也要观察面的上下表面和中立面上的结果。另外，为了表现三维物体的特征，除了定义材料特性外，还需定义厚度的信息（常用 t 作注记）。

但是，并非所有情况下都将面放在中立面的位置。例如，汽车的保险杆（bumper），通常是将意匠面直接抽出使用，而将意匠面背后的筋和肋条抽取成面并将其延伸至意匠面。在作分析时，可以将网格偏移到中立面位置，也可以将网格不作偏移，即在面的同样位置来划分网格。但在定义特性时，可以用壳体的厚度信

息偏移到中立面位置。在厚度为不均匀分布时，板厚的信息常通过将厚度信息写成文本文件或 EXCEL 文件，然后将其映射（mapping）的方法来表示不均匀分布的厚度。

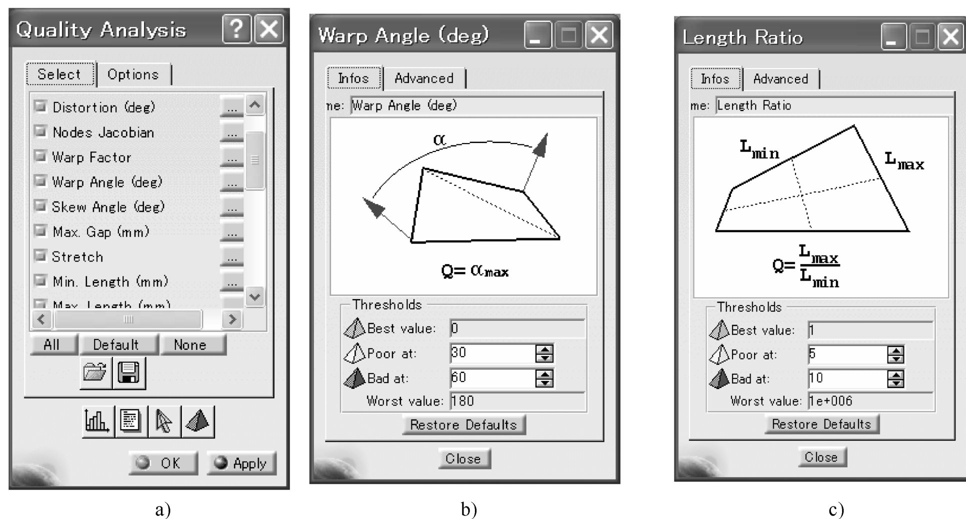
2.2　壳体网格划分的一般指南

在作壳体分析前，对网格的划分需要注意以下几点。首先，要在理解网格质量标准的基础上划分网格。其次，划分网格时要注意尽量采用自动化的手段，提高划分的效率。通常，壳体分析的大量时间用在网格划分上，网格划分的高效化对提高分析工作的总体效率和促进 CAE 在设计中的应用是一项很重要的工作。

本节总结了关于网格质量和高效划分网格的几个要点。这些一般化的要点，并非绝对的，应根据所作分析的目的灵活应用。

对于有限元方法（FEM），分析求解的精度对网格质量的依存性可以说是 FEM 的一个特征。对网格质量的要求因分析种类的不同而不同。一般，判断网格质量分两个方面：一是根据单个单元的质量来判断；二是根据多个单元构成的形态来判断。

关于单个单元的质量，如图 2-4 所示，常见的有细长比，节点和高斯点的雅可比（Jacobian），翘曲值（Warp），最大和最小单元边长，畸变度（Distortion），以及最大和最小单元内角等。

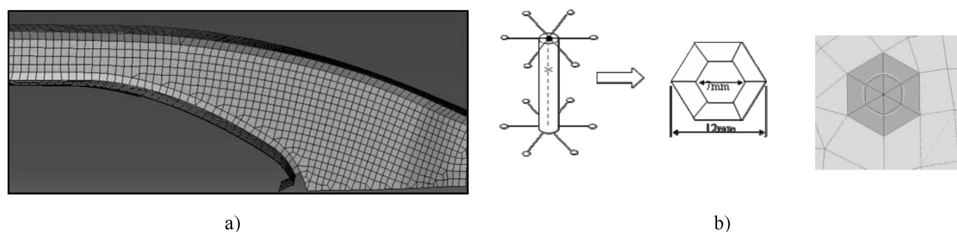


a)　　　b)　　　c)

图 2-4　单个单元的质量指标

a）单个单元的质量指标对话框　b）翘曲值（Warp）　c）细长比

对由多个单元构成的形态而言，没有一般的数字指标，其判断标准常依赖于人的主观，而多具美学（aesthetic）要素。如图 2-5 所示，一个零部件若具有主要方向，那么沿主方向的流线型网格则常视为好的网格。原因是，零部件的主方向大多为在设计时即有意将其布置为与冲击或载荷的方向大体一致，以发挥零部件承担负荷的能力。另有一种情况，如点焊那样的奇异点或孔洞周边，常有意将网格划分成有层次的分布。目的是，可在分析振动时，完善地表现模态。



a)　　　　b)

图 2-5　单元组群的美学品质

a）沿零部件主方向的流线型网格　b）奇异点或者孔洞将网格划分成有层次的分布

2.2.1　网格生成的高效化

在划分网格时，如所要划分网格的对象数量众多，对各个面进行网格划分会很烦琐。解决办法有两个：一是使用批处理来自动划分众多的网格；二是将结构尽可能地归纳分类，以使网格划分工作得以简化。批处理来自动划分网格的技术，并不高深，只是在划分相互交叉的多个面时，在交叉部位的网格协调上应加以注意。有时，要将交叉的面沿交叉线进行分割，这会拖长网格划分的总时间。在此，就第二种方法加以说明。首先，这种方法是将有共同特征的面都归纳成组，如加强筋的面和船的舱壁板等都可分别归纳成组。取代对每一面来划分网格，可变成对每一组来划分网格，可以大大提高划分网格的效率。

下面分别就一个带有多个加强筋的面和大量点焊的壳体面装配的网格为例来进行说明。

2.2.2　网格生成的高效化实例一：带有多个加强筋的曲面网格

有大量加强筋的薄板形状，因其展开时不能变成一张纸的形状，所以常将这类形状称为多样体（Nonmanifold geometry）。如汽车车门的内板和仪表板的反面都存在多个用来增大刚度的加强筋。

按上述的基本思路，先将纵向和横向的加强筋归并成两个组。如果纵向和横向的加强筋有交叉，就再在这两个组之间生成交叉线。最后，对意匠面生成网格，并和加强筋的网格通过节点共有来进行协调。其操作要点如下：

1）将具同一特征的形状归纳成组。在 CATIA 里，即用结合（JOIN）操作将多个曲面集合成一个特征（Feature）（见图 2-6）。

用结合（JOIN）操作将多个曲面集合成一个特征（JOIN-Rib）。注意：此处要将“Check Connexity”的选项处于不勾选状态，否则结合（JOIN）的操作会失败。因为加强筋之间没有连接在一起。

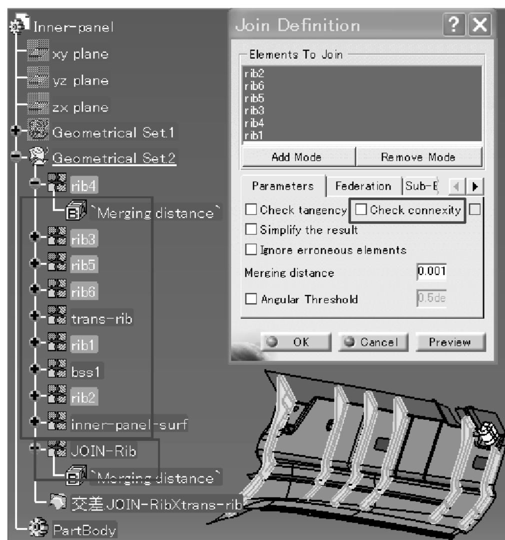
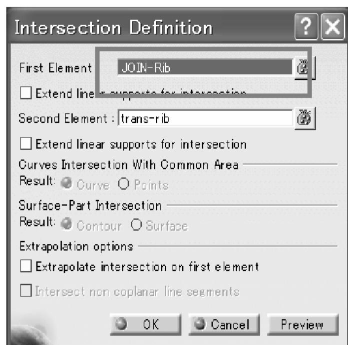


图 2-6　将具同一特征（纵向的加强筋）的形状归纳成一组

2）如果多个加强筋是交叉的，则交叉线的生成也要在上面所生成的组之间来进行（见图 2-7）。这样，可以避免在多个曲面之间生成交叉线，只需在两组之间交叉。

3）划分网格的顺序是先加强筋，后意匠面。意匠面的网格通过自动捕捉和加强筋的网格加以协调。



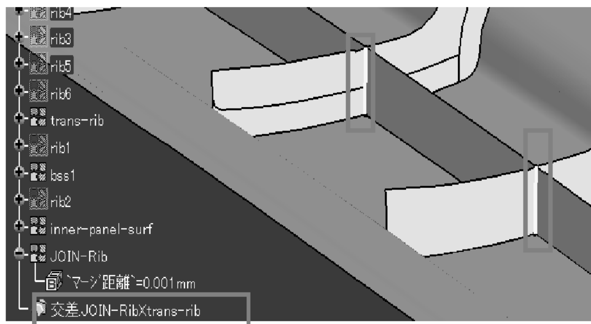


图 2-7　交叉线在组之间生成

①　先划分横向加强筋的网格。划分时要对横向和纵向加强筋的交叉线加以约束，使得网格一定在交叉线位置生成节点，可在后面划分纵向加强筋网格时进行协调。由于交叉线是在组之间生成的，所以该约束交叉线的操作只需单击一次即可（见图 2-8）。

②　划分纵向加强筋（JOIN-Rib）的网格。此时，为了和已有的横向加强筋的

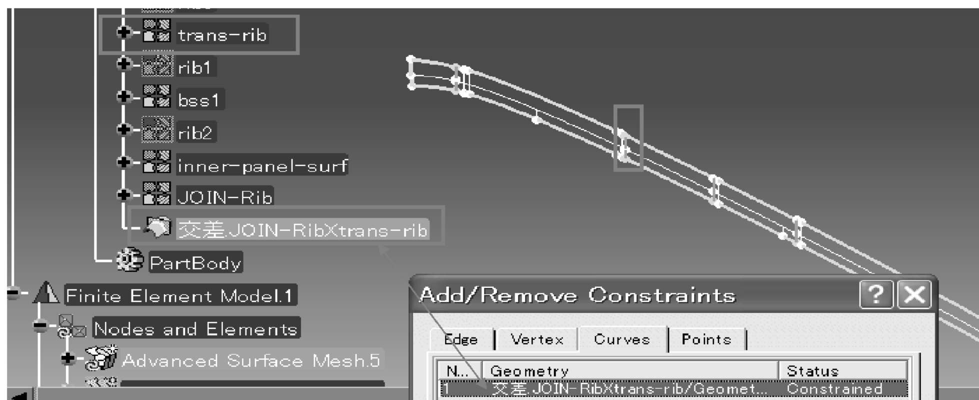


图 2-8 划分网格是对交叉线加以约束，使得在交叉线位置生成节点，以便网格协调

网格进行协调，需要激活网格自动捕捉（Automatic mesh capture）的选项。同时，需要对横向和纵向加强筋的交叉线加以约束，使得网格一定在交叉线位置生成节点并自动捕捉横向加强筋的网格（见图 2-9）。

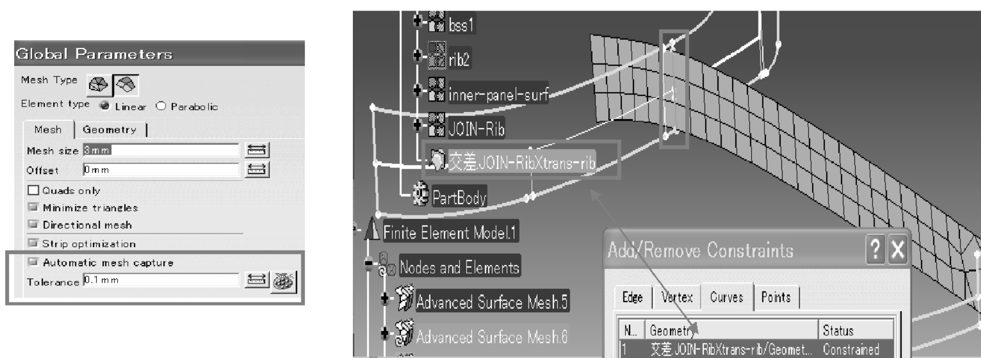


图 2-9 网格自动捕捉

③ 划分意匠面的网格。在划分意匠面的网格前，要划分一个独立存在的筒状小曲面。该操作并不难，在此省略不述。

由于要将意匠面的网格和加强筋的网格进行协调，按照前面的做法，需在加强筋和意匠面之间建立交叉，因此需进行几何操作。在此，介绍一个称为自动曲线捕捉（Automatic curve capture）的功能。该功能可对恰巧落在意匠面的已生成网格的面或线进行自动曲线捕捉，生成与这些既有网格相协调的意匠面的网格。于是，没有必要在加强筋和意匠面之间建立交叉线并在划分网格时进行约束。注意，如果这些加强筋还未生成网格，该功能则不起作用。

在生成了意匠面的网格（见图 2-10）后，需要检查自由边，以确认网格不存在不应有的空洞。

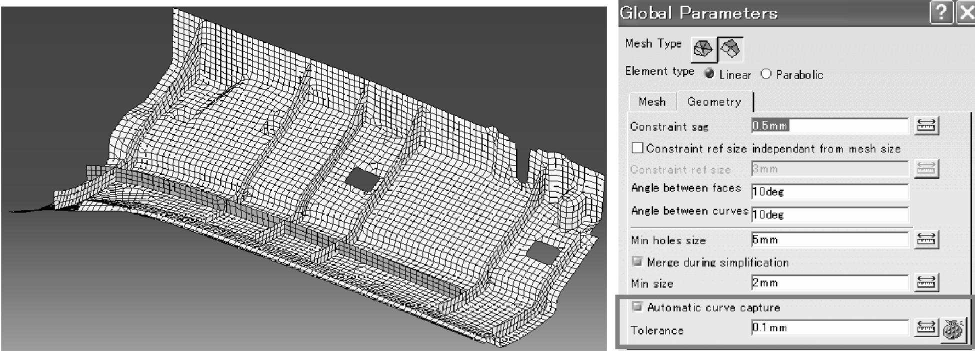


图 2-10　意匠面网格的生成

用自由边检查的功能（　）来确认不存在不应有的空洞（见图 2-11）。

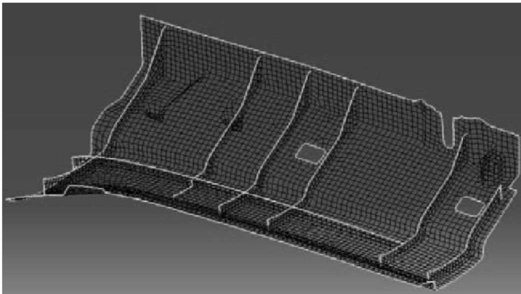


图 2-11　检查自由边确认网格没有不应有的空洞

2.2.3　网格生成的高效化的实例二：有大量点焊的壳体面装配网格的快速生成

汽车车身制造的一个特点是带有大量点焊。这种方法也同样适用于带有大量铆点的曲面装配，如飞机机身的长桁和机身蒙皮之间，或者火箭的筒体和内部起加强作用的长桁之间，都有非常多的铆钉来连接。快速生成此类网格对 CAE 在车身设计和飞机机身的早期设计中的应用有很大的作用。

快速生成这类网格的一个重要思想是把两个曲面之间具有同样特征的点连接归纳成一个集合，在 CATIA 里称为几何集（Geometric Set，GS）的特征下面（见图 2-12）。

下一步是对两块板之间具有同样特性的所有点焊用这个只含焊点的几何集来建立点连接（见图 2-13）。

点焊常用刚性梁来表征刚的连接，而用刚性梁加弹簧等来代表有柔性的点连接，如汽车车身板材之间常用乳香胶（Mastic）连接。如果要在焊点处生成协调的网格，需要在两块板上对应于焊点的位置生成节点。此时，需要在生成曲面网格时，在焊点加以约束强制网格划分器而生成节点。此操作当然可以通过对每个点来进行，但在点数目很多时会很烦琐（汽车全车身内外板之间大约有数千个点焊），在 CATIA 里可以利用已定义的点连接，仅用一个操作即可定义数目众多的点焊连接（见图 2-14）。

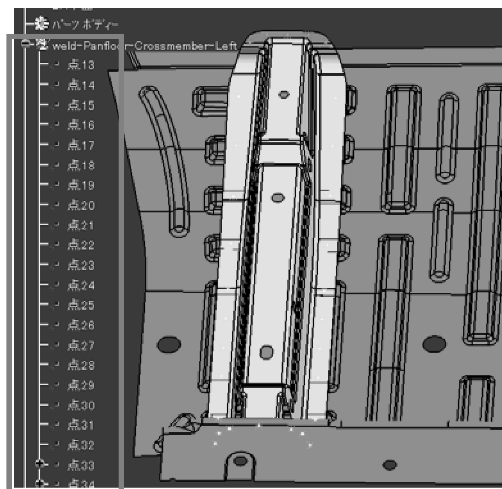


图 2-12　两块板之间具有同样特性、表征点焊的点全部放在一个几何集（GS）下面

网格划分的最后步骤是选择合适的连接关系，完成全部网格（见图 2-15）。

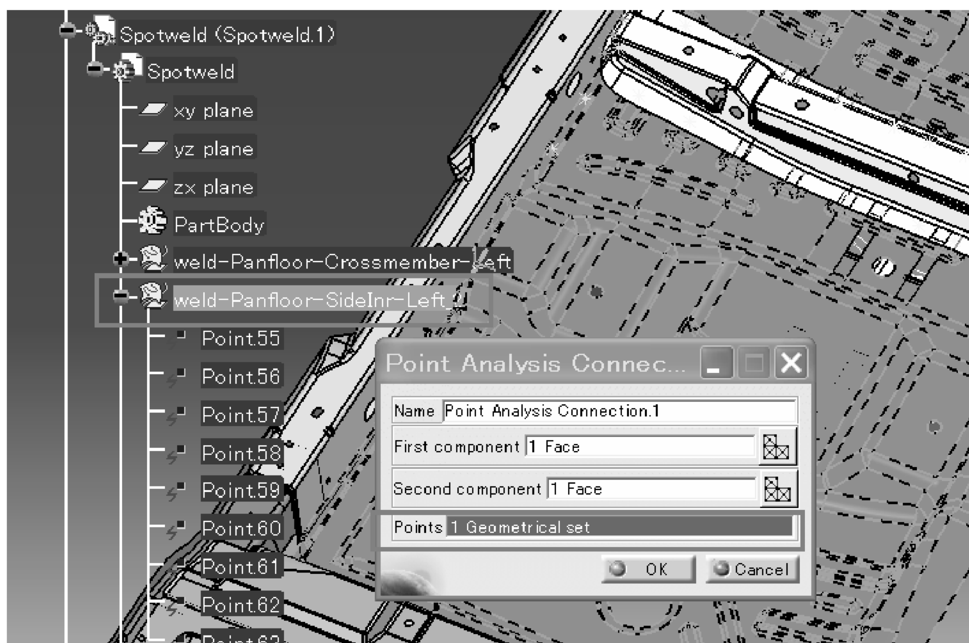


图 2-13　选择上面的 GS 对两块板之间具有同样特性的所有点焊定义一个点连接

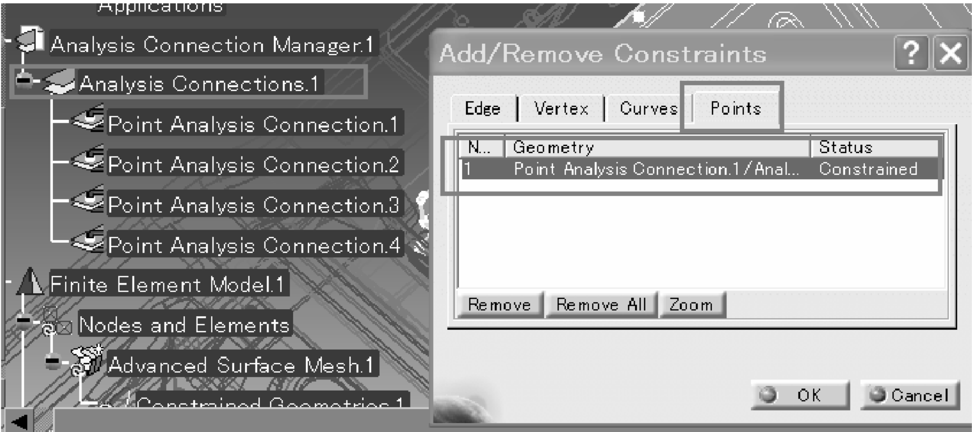


图 2-14 在焊点处生成协调的网格



图 2-15 选择合适的连接关系完成点焊连接的网格

点焊连接用的网格生成可总结出如下几个要点。

1）将两块板之间具有同样特性、表征点焊的点全部放在一个几何集（GS）下。

2）选择上面的 GS 对两块板之间具有同样特性的所有点焊定义一个点连接。

3）要在焊点处生成协调的网格，可以利用已定义的点连接，仅用一个操作就可以定义数目众多的点焊连接

4）根据需要选择合适的连接关系定义点焊。

焊接连接关系在汽车设计中起着非常重要的作用，在设计时有专门用来定义焊接的工具，如在 CATIA 里，有 ABF（Automotive BiW Fastener）。如果焊接的定义已经用 ABF 做好，在分析时即可直接用该定义来作分析，而不必在 CAE 里重新定义焊接连接。另外，还需强调的一点是，用上述方法模拟点焊，可减轻工作负荷，提高效率。同时，如果焊点的位置和数目有变化，也不必重新定义和划分网格，因为网格是自动追随设计变更的，只需在设计变更时，更新一下网格即可。如果不是

点焊而是铆钉连接，也同样可以用上述方法来定义。

2.3 壳体的特性

因为壳体是将三维物体简化成二维特征，与三维实体不同，在开始计算前，除需要定义材料外，还应给定厚度信息。

本节中将用以下三种方法来说明如何定义壳体的特性。

1）全体特性：一个曲面零部件有均一的厚度和相同的材料。

2）局部特性：一个曲面零部件的某一部位有与曲面全体不同的厚度或材料。

3）利用 XML 文档来定义上述壳的全体特性或局部特性。

2.3.1 全体特性

全体特性，是指整个曲面零部件上的厚度和材料均相同。对于一个曲面零部件的壳体分析，必须定义一个全体特性。其方法是：对一个已经生成了网格的曲面零部件，在创成式结构分析（Generative Structural Analysis）的工作台里，单击图标，在弹出的窗口的每个项目中输入必要的信息（见图 2-16）。

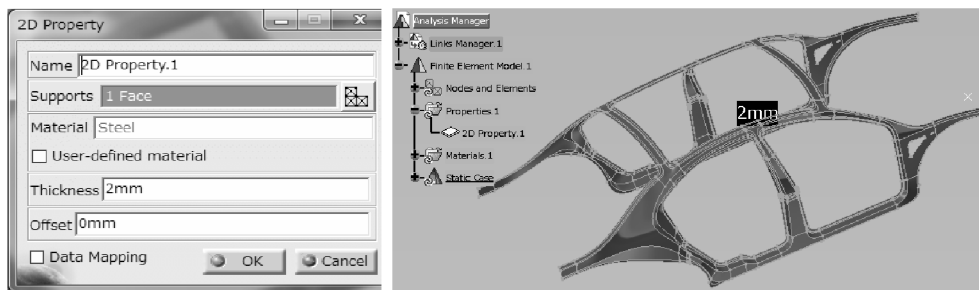


图 2-16　壳体的全体特性

各个项目的含义解释如下：

Name：壳体特性的名称（用户可更改名称）。

Supports：可直接选择要定义特性的曲面，在只有网格部件的情况下（如网格是从外部输入的，没有相关联的几何曲面）也可选择网格部件。

Material：如曲面零部件的几何曲面上已经定义了材料（定义方法参见分析准备工作中的在 CAD 模型的零部件上定义材料的内容），则自动显示材料的名称；如曲面零部件的几何曲面上还没有定义材料，则可选择材料（Material）下面的选项，即用户自定义材料 User-defined material 选项，在分析文档中定义材料信息（见图 2-17）。

然后，选择用户自定义材料图标，后面的步骤与第 1 章第 4 节（1.2.4）

中在 CAD 模型的零部件上定义材料一样。定义了用户自定义材料后，在规格树上的材料节点下选择定义用户自定义材料（见图 2-18）

Thinkness：输入厚度值。如板厚信息是在 CATIA GSD（Generative Shape Design 创成式曲面设计）用 Thin Parts Attribute 定义（见图 2-19），则可自动读取而不必输入数值。

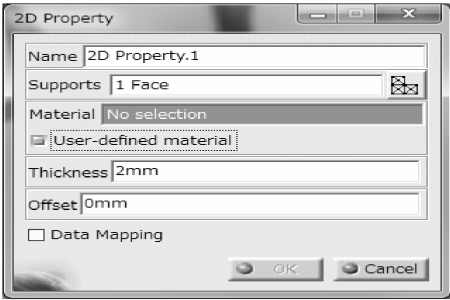


图 2-17　壳的全体特性：使用用户自定义材料

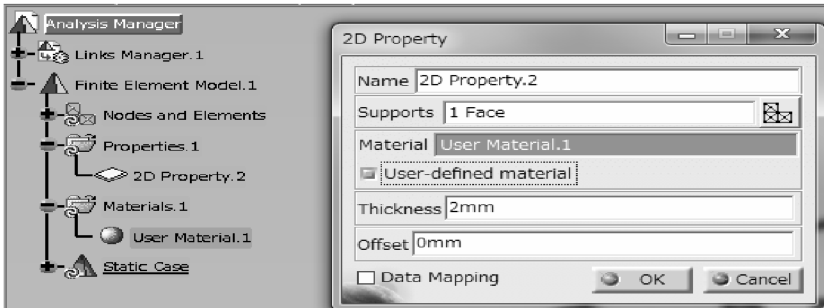


图 2-18　用户自定义材料

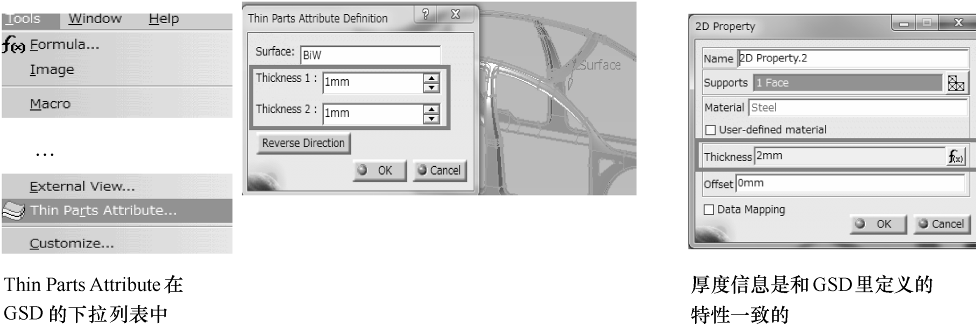
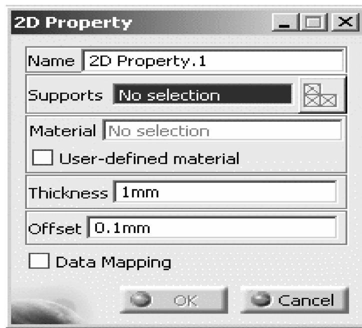


图 2-19　板厚信息定义在曲面部件上的情形

Offset：如网格没有在中立面上生成，可以用厚度偏置的功能来使得厚度特性的定义和实际情况一致（见图 2-20）。

Data Mapping：可通过文本文件（txt）或 Excel 文件来映射到几何曲面上，用于定义曲面零部件厚度不均一分布的情况。

一旦各个项目输入必要的数值后，单击 OK 按钮，则完成了壳体零部件全体特性的定义。这时，在几何曲面上和特征树上会显示二维特性 2D Property. 1（2D Property.1）的符号（见图 2-21）。



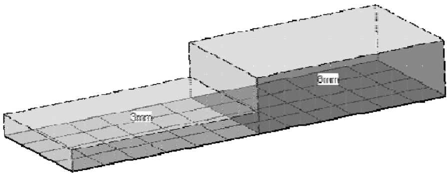


图 2-20　使用厚度偏置的功能定义板厚

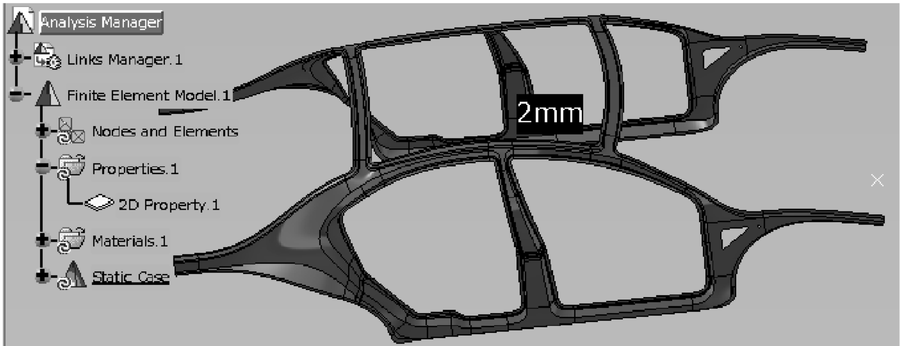


图 2-21　壳体特性定义完成后的状态

下面为变厚度分布的映射方法：

1）先准备表明厚度分布的一个文本文件（txt）或 Excel 文件（见图 2-22）。

x(mm)	y(mm)	z(mm)	Thickness
528	875.225	892.668	4.74695
830	875.225	892.668	4.77099
830	-1250	0	0
-830	-1250	0	0
-830	875.225	892.668	4.65715
-478	875.225	892.668	4.67758
-218	875.225	892.668	4.69422
268	875.225	892.668	4.72763
-579	416.67	1183.19	3.49621
-579	-122.997	1241.95	3.23676
-579	-638.377	1069.05	3.02762
-830	1250	1.14E-13	0
830	1250	6.82E-13	0
830	916.51	849.138	4.86741
528	916.51	849.138	4.84126
528	1151.35	479.502	4.14534
468	1151.35	479.502	4.13953
468	916.51	849.138	4.83672
-418	916.51	849.138	4.76838
-418	1151.35	479.502	4.0538
-478	1151.35	479.502	4.04765
-830	916.51	849.138	4.73943

前 3 列为面的几何坐标，与网格节点的位置重合也可不重合。最后一列是厚度信息。注意厚度信息的标记没有单位

图 2-22　变厚度分布板厚的定义

2）有了厚度分布的文件后，就可以映射了（见图 2-23）。

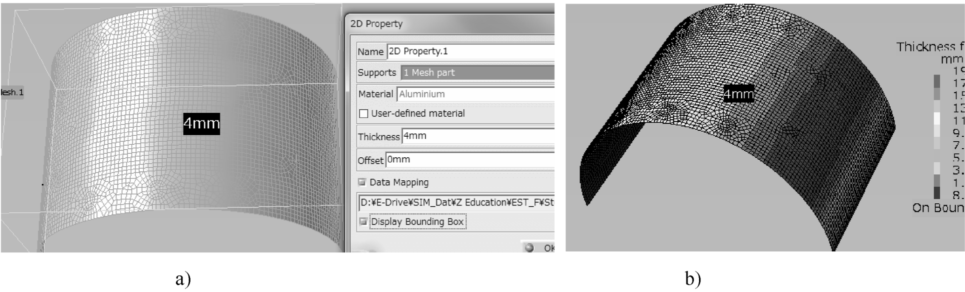


图 2-23　变厚度分布板厚的映射

a）变厚度分布的映射　b）变厚度分布的映射结果

2.3.2　局部特性

局部特性是用来表征一个曲面零部件的局部部位有与全体特性不同但均一分布的厚度所用的。局部特性必须是在已经定义了全体特性后才可以定义。其方法是在特征树上的 2D Property.1 单击右键选择 Local 2D Property，或直接在界面中的二维特性 2mm 的符号上右键选择 Local 2D Property（见图 2-24）。

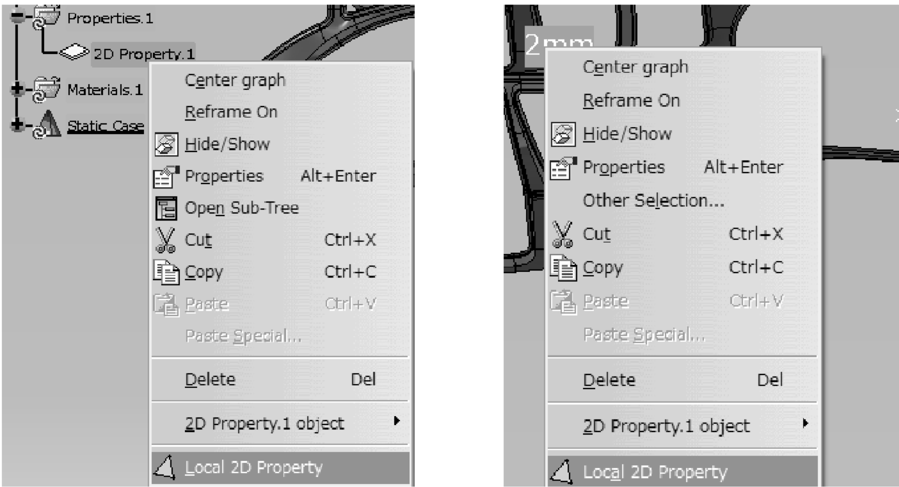


图 2-24　壳体部件的局部特性

在弹出的窗口中选择有不同厚度分布的面就可以定义局部特性（见图 2-25）。

点击 OK 按钮，就完成了壳体零部件局部特性的定义。此时，在几何曲面上和

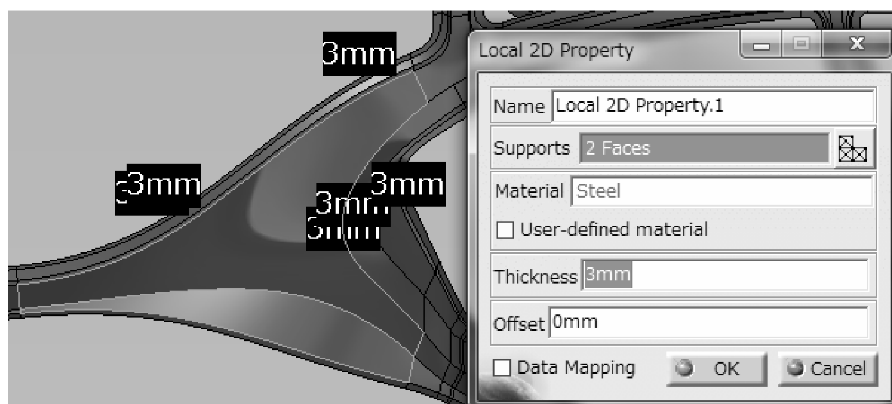


图 2-25　壳体部件的局部特性

特征树上会显示二维局部特性 Local 2D Property. 1（2D Property.1 Local 2D Property.1）的符号（见图 2-26）。

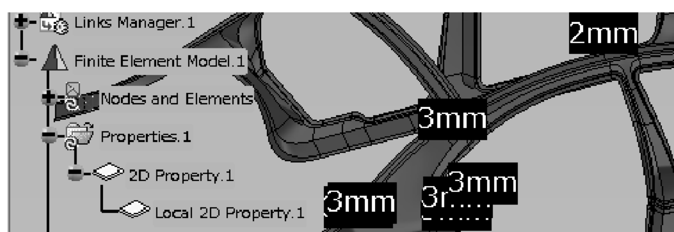


图 2-26　壳体部件的局部特性定义完成后的状态

注意：除了对局部的面以外，如图 2-27 所示，局部特性还可对各种组群进行定义。这样，可以不拘泥于面的范围，有更大的自由度来定义局部厚度。

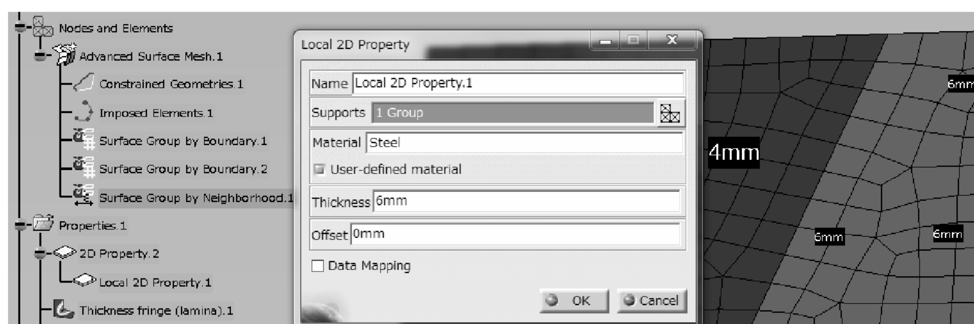


图 2-27　使用组群来定义局部特性

可以运用 XML 文件来定义壳的特性。这种方法特别适用于如飞机、船舶含有数量众多结构件的情形。用如图 2-28 所示的简单实例来说明它的应用。

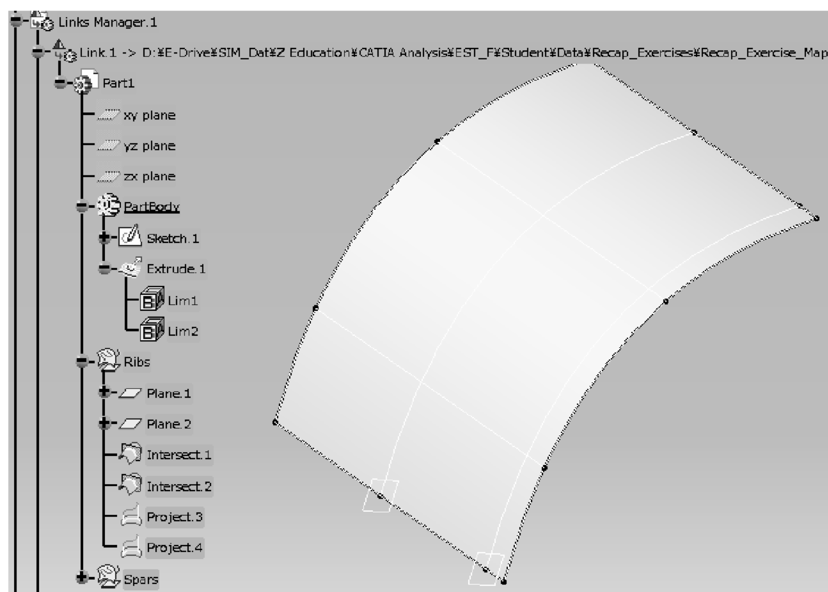


图 2-28　使用 XML 文件来定义局部特性

这是一个已划分了网格的模型。对其建立如图 2-29 所示的 XML 文件。

```
<?xml version="1.0" encoding="UTF-8" ?>
- <ListOfProperties xmlns:xsi="http://www.w3.org/2001/XMLSchema-instance"
    xsi:noNamespaceSchemaLocation="PropertyMappingRules.xsd">
    <DEFAULT_VALUES TOL="1" AXIS="0;0;0;1;0;0;0;1;0" />
    <UNITS LENGTH="mm" ANGLE="deg" />
    <!--    3 mm thickness   -->
    <SHELL BELONG_TO_GEOM="PartBody\Extrude.1" TH="3" MAT="User Material.2" />
    <!--    2 mm thickness   -->
    <SHELL BELONG_TO_GEOM="PartBody\Extrude.1"
      SHARE_WITH_GEOM="Ribs\Project.4;Spars\Project.1;Ribs\Intersect.1;Spars\Intersect.4" TH="2.5" MAT="User
      Material.1" />
    <SHELL BELONG_TO_GEOM="PartBody\Extrude.1"
      SHARE_WITH_GEOM="Ribs\Intersect.1;Spars\Project.1;Ribs\Intersect.2;Spars\Intersect.4" TH="3" MAT="User
      Material.1" />
    <SHELL BELONG_TO_GEOM="PartBody\Extrude.1"
      SHARE_WITH_GEOM="Ribs\Intersect.2;Spars\Project.1;Ribs\Project.3;Spars\Intersect.4" TH="3.5" MAT="User
      Material.1" />
    <!--    1 mm thickness   -->
    <SHELL BELONG_TO_GEOM="PartBody\Extrude.1"
      SHARE_WITH_GEOM="Ribs\Project.4;Spars\Intersect.4;Ribs\Intersect.1;Spars\Intersect.3" TH="1" MAT="User
      Material.1" />
    <SHELL BELONG_TO_GEOM="PartBody\Extrude.1"
      SHARE_WITH_GEOM="Ribs\Intersect.1;Spars\Intersect.4;Ribs\Intersect.2;Spars\Intersect.3" TH="1" MAT="User
      Material.1" />
    <SHELL BELONG_TO_GEOM="PartBody\Extrude.1"
      SHARE_WITH_GEOM="Ribs\Intersect.2;Spars\Intersect.4;Ribs\Project.3;Spars\Intersect.3" TH="1" MAT="User
      Material.1" />
```

图 2-29　用于定义板厚特性的 XML 文件

在该文件中前 5 行有固定的格式。

带<！...！>的是注释行，用来说明下面格式的内容。如<！ -- 3 mm thickness -- > 后面是说明厚度特性的行。

<SHELL BELONG_TO_GEOM = " PartBody \ Extrude. 1 " TH = " 3 " MAT = " User Material. 2 "/ >一行的意思是在 PartBody 下的 Extrude. 1 的面上定义其特性为 3mm、材料为 User Material. 2。

如此类推，可定义一个详细的 XML 文件来说明特性。它可对壳以外的特性，如实体梁进行定义，也可定义复合材料层合板。具体内容可参见 CATIA 分析的有关手册，此处不再叙述。

有了 XML 文件后，单击 Mapping Property 就可将 XML 文件里定义的信息映射到当前的部件上。在弹出的窗口中，Supports 项选几何文件的 Part Instance，File 项选相应的 XML 文件（见图 2-30）。

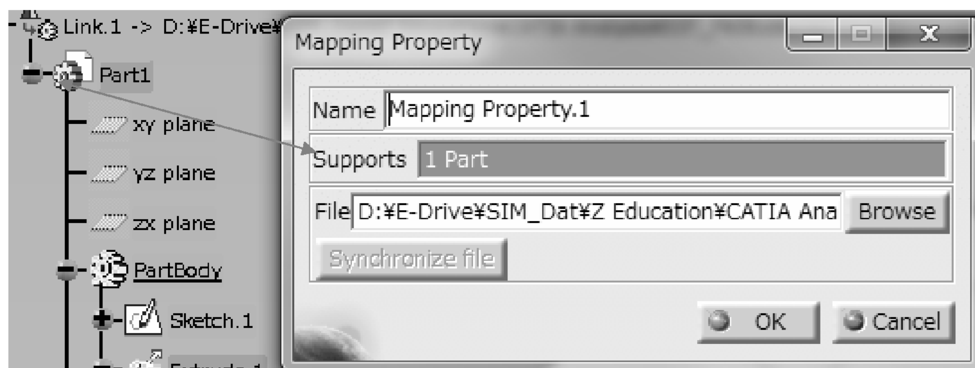


图 2-30　使用 XML 文件来定义局部特性

单击计算图标后，选择 Mesh Only 进行计算（见图 2-31）。

然后，在特征树 Property. 1 上单击右键，生成厚度的图像进行确认（见图 2-32）。

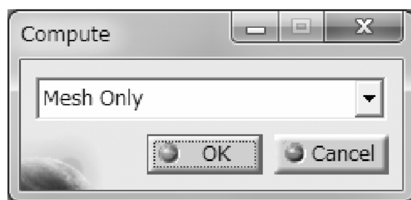


图 2-31　网格计算

可看出特性已被映射到当前的曲面零部件上（见图 2-33）。

这种用 XML 文件定义特性的优点是，可以修改 XML 文件以变更厚度等特性。如将 PartBody 下的 Extrude. 1 的面上定义的厚度 3mm 改成 6mm，定义如下：

<！ -- change from 3mm to 6mm thickness -- >

<SHELL BELONG_TO_GEOM = " PartBody \ Extrude. 1 " TH = " 6 " MAT = " User Material. 2 "/ >

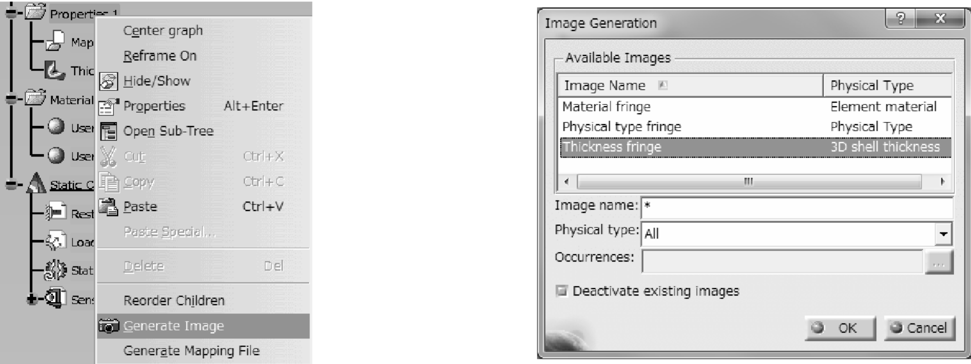


图 2-32 确认 XML 文件定义的厚度特性

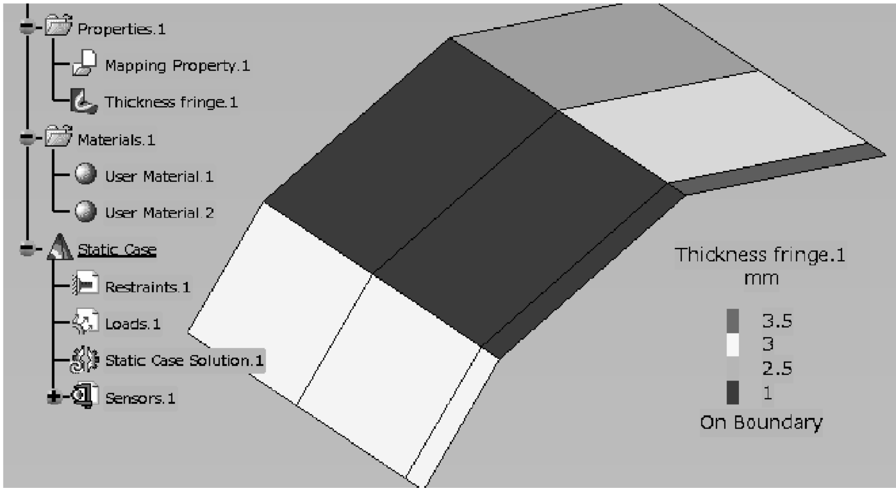


图 2-33 确认 XML 文件定义的厚度特性

在存储文档后，打开分析文件，双击 Mapping Property. 1 即可看到如图 2-34 所示的 Synchronize file 按钮呈可单击状态。

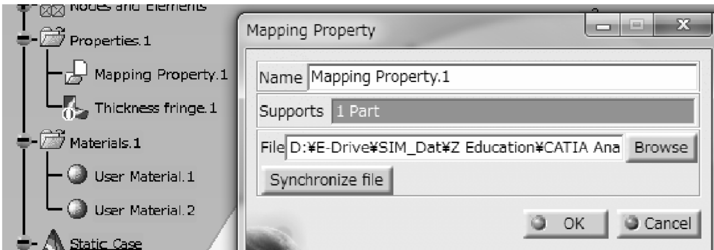


图 2-34 修改 XML 文件来变更厚度特性

单击 Synchronize file 按钮后，表示厚度时，则可发现总体的厚度从 3mm 变成了 6mm（见图 2-35）。

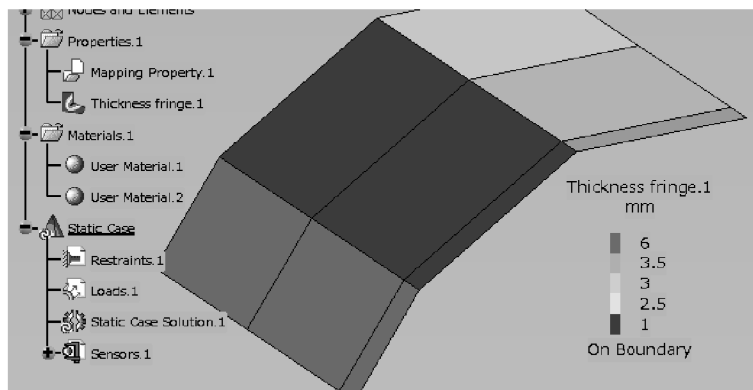


图 2-35 通过修改 XML 文件变更后的厚度特性

2.4 壳体部件的静应力分析和固有振动分析

与第一篇所述的三维实体部件的静应力分析和固有振动分析相比，壳体部件的静应力分析与固有振动分析的不同，除了在于前章所述的需要定义厚度信息以外，还有以下两点：

1）定义约束和载荷边界条件时，三维实体部件常是对面来进行的，而壳体部件常是对边进行定义的。

2）观察分析结果时，因为厚度方向进行了简化，壳体部件的应力结果只需要查看面内两个方向的成分，如面内的最大和最小主应力，而不必像观察三维实体部件时那样常要看三个方向的应力成分。

注意了上述几点，就可以如同对三维实体部件进行分析那样，对壳体部件作静应力分析和固有振动的分析。在此，还是用汽车骨架的模型来看具体的步骤。

在骨架模型上，已经划分了网格，定义了材料和厚度信息。接下来要施加边界条件、求解和观察分析结果。

首先，实施静应力分析，主要目的是为了考察汽车骨架的扭转刚度和弯曲刚度。先定义约束条件，分别固定骨架后部的两个面，即单击固支图标，选择骨架后部的两个面进行定义（见图 2-36）。

考虑到实际施加转矩时，要通过夹具来实现。用刚性虚拟体来代表夹具，单击图标，选择骨架前部的面来定义刚性虚拟体，并将其支点定义在预先建好的点上面（见图 2-37）。

单击 Moment 图标，在此刚性虚拟体上施加 5000N · m 的转矩（见图 2-38）。

分析时，要想象在骨架后部固定的状态下，在前部施加转矩和弯矩来测试骨架可能承受的弯扭刚度（即变形大小）

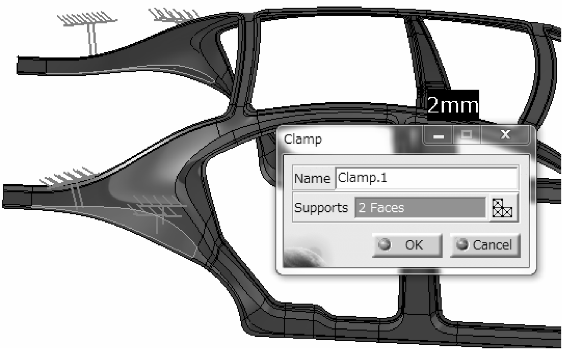


图 2-36 汽车骨架的刚度分析：约束条件

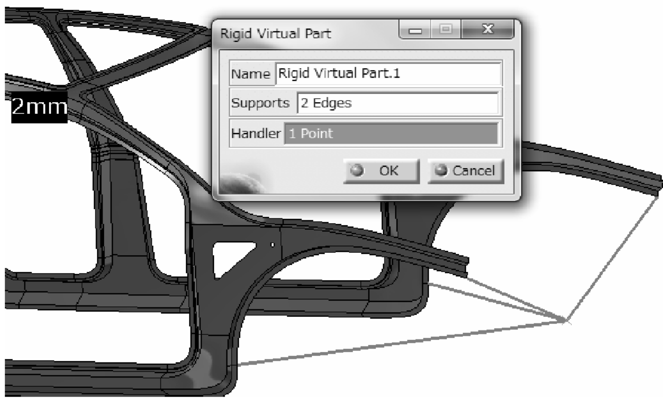


图 2-37 汽车骨架的刚度分析：虚拟部件

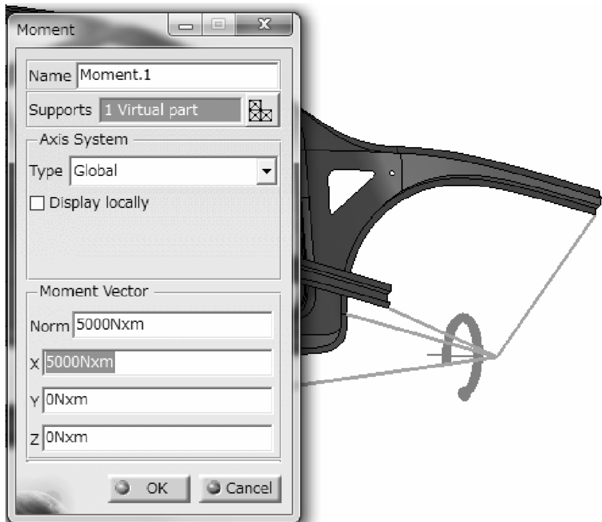


图 2-38 汽车骨架的刚度分析：载荷条件

这样即定义了扭转刚度分析的案例。下面在同一个文件中定义弯曲刚度分析的案例。其做法是，从下拉列表中插入各静应力案例。由于要使用和扭转刚度分析相同的约束条件，没有必要重新定义约束，只需参照已定义好的约束即可（见图2-39）。

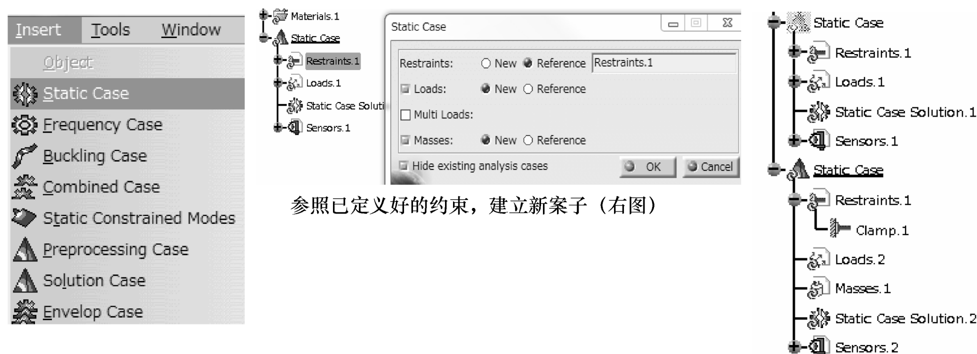


图2-39 参照已定义好的约束建立新案例

直接单击 Distributed Force 的图标，在刚性虚拟体的 z 方向上施加 –1000N 的力（见图2-40）。

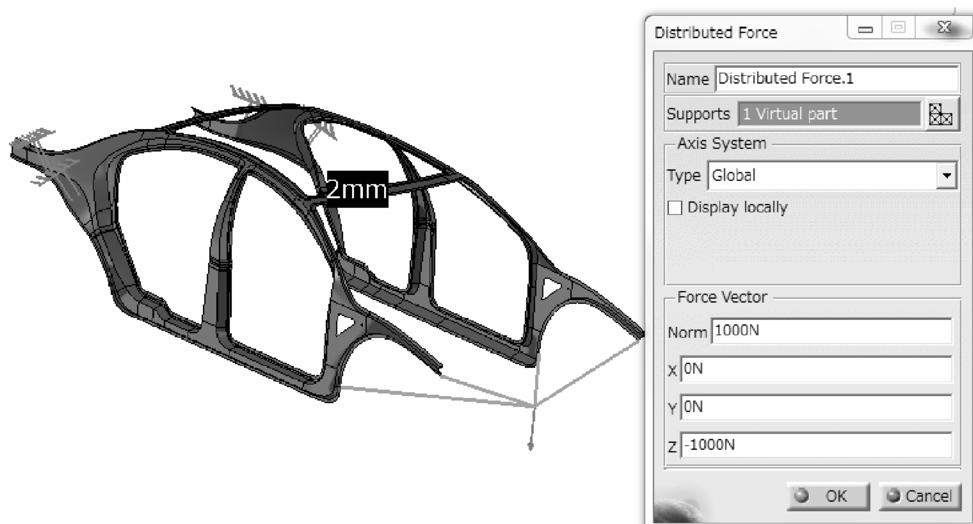


图2-40 汽车骨架的刚度分析：载荷条件

定义好约束条件和载荷条件后，即可进行计算。单击计算的图标，对已定义的扭转和弯曲刚度计算案例实施求解（见图2-41）。

计算完毕后，即可用第一章中所述的方法分析结果。两种情况的变形如图 2-42 所示。

根据变形量和施加载荷的数值，可简单估算出扭转刚度和弯曲刚度。其做法如下：

1）先抽取刚性虚拟体支点上的转动位移量。为此，在特征树上的 Static Case Solution. 1 上单击右键，从下拉菜单中选择 Generate Image，生成转动位移角度的图像（见图 2-43）。

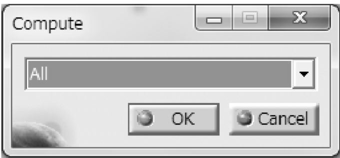
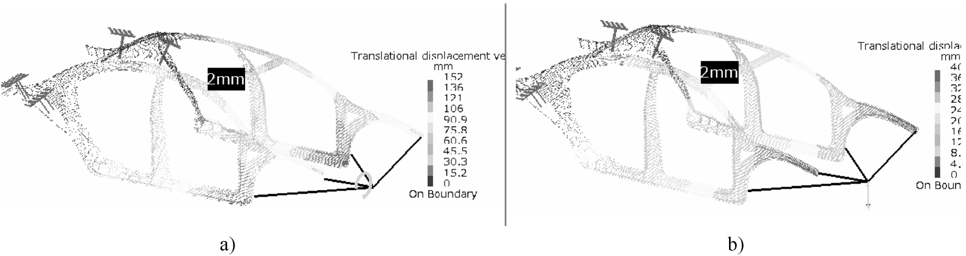


图 2-41　计算



a)　　　　　　　　b)

图 2-42　汽车骨架的刚度分析结果

a）扭转刚度分析的变形　b）弯曲刚度分析的变形

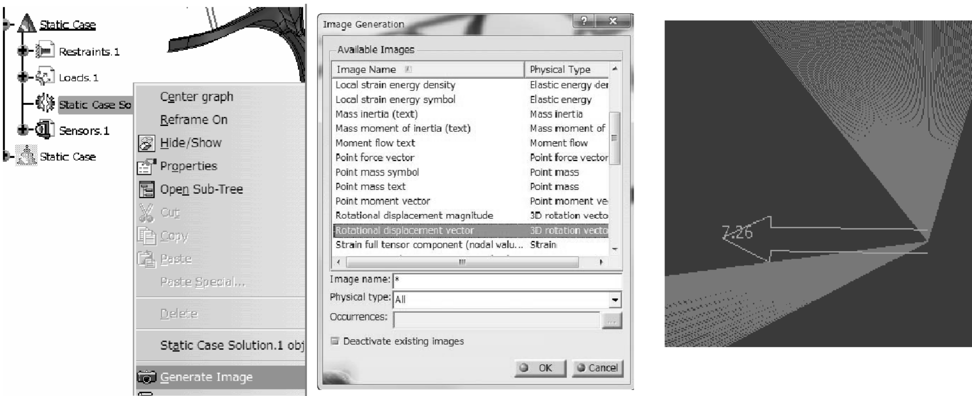


图 2-43　汽车骨架的刚度分析的转动位移角度结果

把转矩记作 M，转动角记作 θ，刚度 k 就可以用公式 $k=\dfrac{M}{\theta}$ 来计算。要注意得到的是 7.26°，换算成弧度为（7.26/180）π = 0.127rad，得到的扭转刚度为 39460N · m/rad。

2）同样，可得到刚性虚拟体支点上 z 方向的位移量为 39.8mm。把力记作 F、z 方向的位移记作 u_z，刚度 k 就可以用公式 $k=\dfrac{F}{u_z}$ 来计算。得到的弯曲刚度为 25126N/m。

如观察米塞斯等效应力，做法与三维实体分析是一样的。但观察结果时，要注意壳的结果有中立面，上下表面的不同如图 2-44 所示。

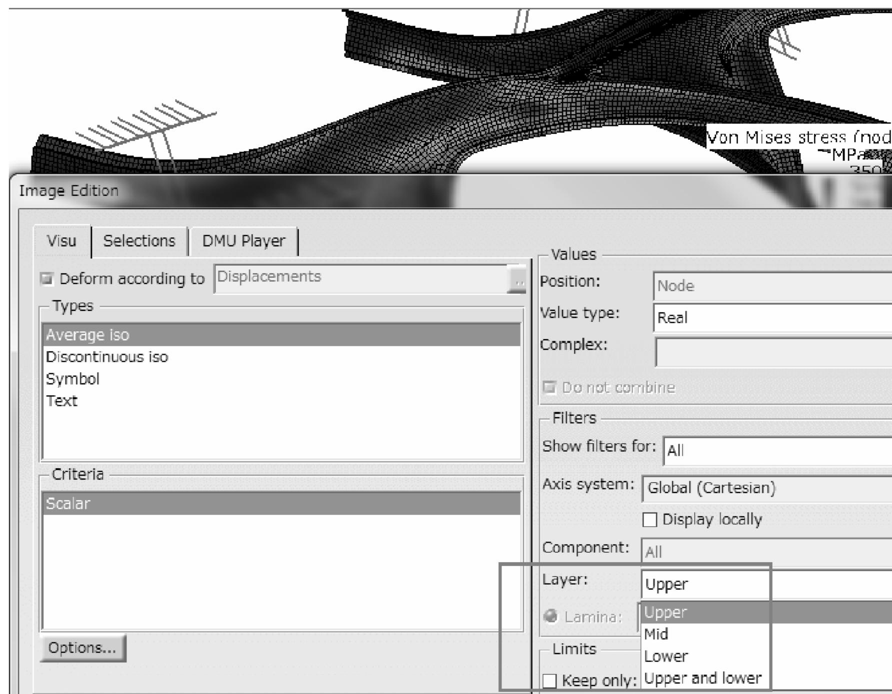


图 2-44　汽车骨架的刚度分析的米塞斯等效应力

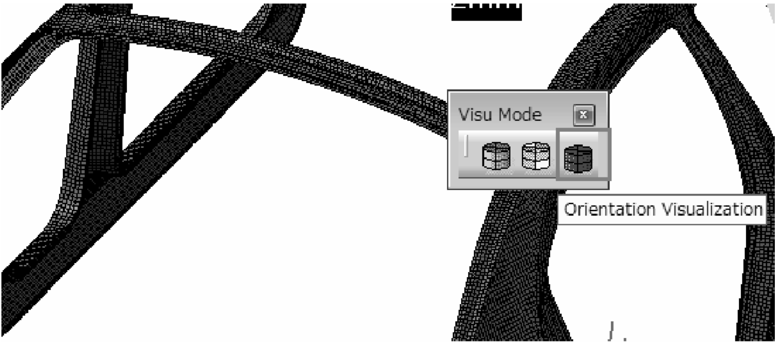
从图 2-44 中可以看到，默认表示上表面（Upper），用户可自选表示的结果是哪个面，也可同时表示上下面的结果（Upper and Lower）。选择同时表示上下面的结果后，界面上的结果是实际位置的结果。

注意：网格上下表面是如何决定的?

在 CATIA 里，是由几何曲面的上下表面来定的。创成式曲面设计（Generative Shape Design，GSD）里可用 Invert Orientation Invert Orientation... （在 insert/Operations 的下拉菜单里可以找到）来预先生成一个面可以自由地变换面的方向。另外，如果有多个单纯相连的面，可用 GSD 里的 JOIN（结合）操作来将多个面连成一个面，以避免各个面的方向不一致的情况出现。

在高级网格工具（Advanced Meshing Tools）的工作台中，可确认壳网格的方向。其方法是单击 Orientation Visualization 的图标，即可显示壳网格的方向（见图 2-45）。

观察主应力时，单击主应力表示图标，界面上显示箭头表示的壳体面内两个方向的主应力（见图 2-46）。



红色表示正方向，即上表面方向；蓝色表示负方向，即下表面方向。

图 2-45　壳网格的方向

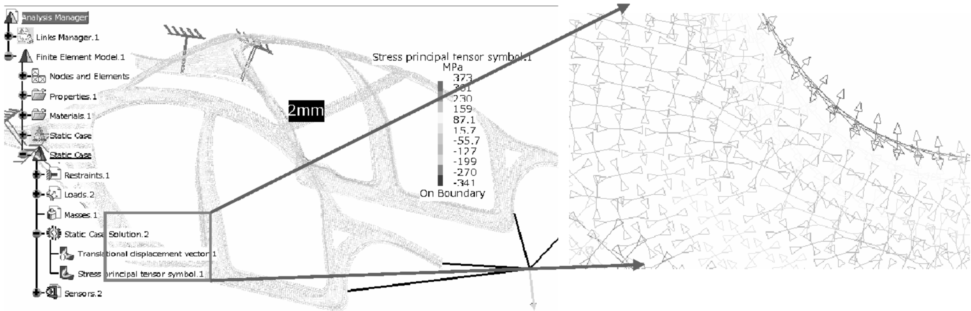


图 2-46　汽车骨架的刚度分析的主应力

双击如图 2-46 所示的界面，可以在弹出的 Image Edition 里选择 C11 来表示最大主应力，而 C22 是最小主应力。同样，可用云图来表示平均化后的最大主应力（见图 2-47）。

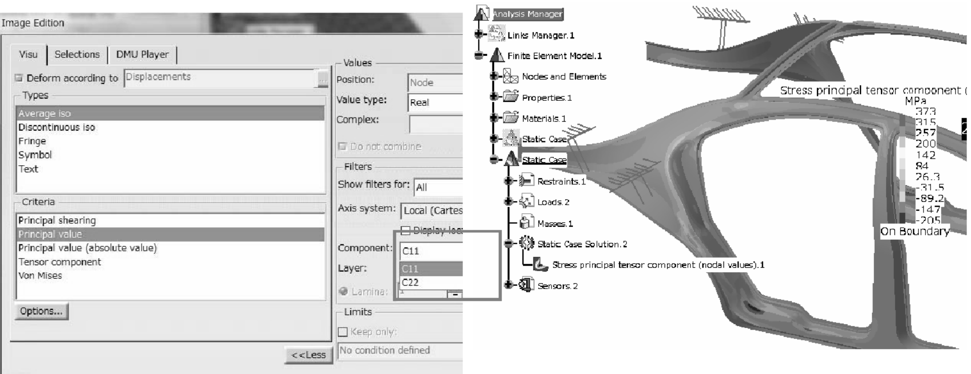


图 2-47　汽车骨架的刚度分析的最大主应力

至于壳体部件的固有振动分析，操作方法与三维实体部件的固有振动分析完全一样，可参照1.5节进行处理。如图2-48所示的一个白车身的模型，可看出其固有振动的分析结果（使用了Lanczos法计算固有频率，见图2-48）。

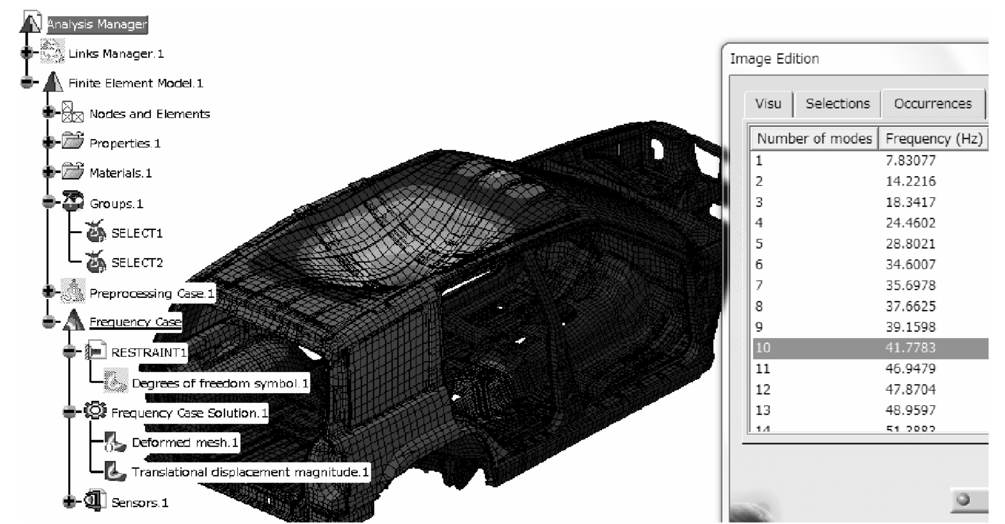


图2-48 一个汽车白车身的模型固有振动分析结果

以上讲述了如何对壳体部件进行静应力和固有振动分析。

2.5 壳体分析的设计联动

如果是三维实体部件，1.4.5节所述，分析是和设计变更相联动的。也就是说，三维实体部件如有设计上的变化，包括设计参数的变化或外形的变化，只要定义有边界条件的特征（面、边或点）没有变化，分析结果即可通过更新来得到，没有必要重新定义分析文档。

与三维实体部件的情形一样，如果只是单纯地设计参数的数值不同，那么分析即可同样地通过更新得到，没有必要重新定义分析文档。如对骨架模型，用CATIA底部的切换可视空间的图标将界面切换到隐藏物体表示状态时，可以看到如图2-49所示的界面。

在*B*柱的断面上单击右键选择Center Graph，找到特征树上的断面特征Sketch.3（见图2-50）。

双击断面特征Sketch.3，系统自动转换到断面特征Sketch.3的编辑状态（见图2-51）。将*B*柱的断面宽度参数17mm修改为18mm（见图2-52）。

对变更的设计，与三维实体部件一样，可以更新分析结果。图2-53所示为弯

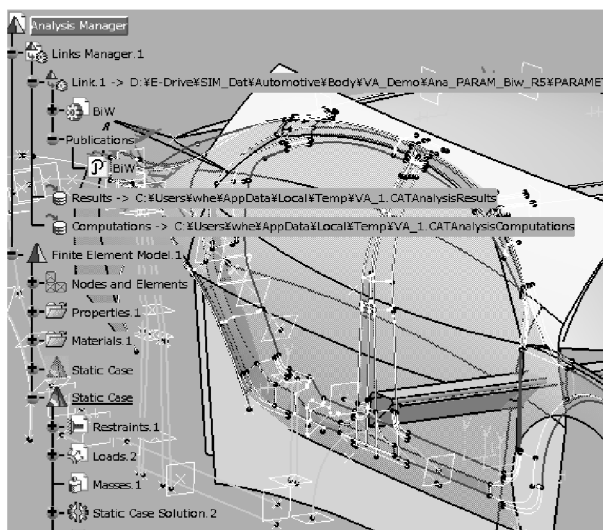


图 2-49　表示了隐藏物体的汽车骨架模型

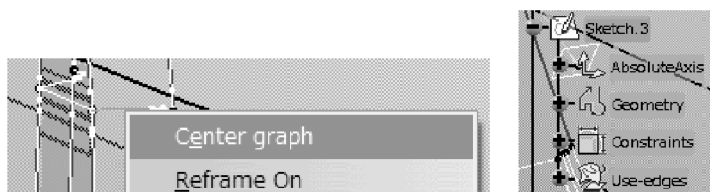


图 2-50　*B* 柱的断面的草图

曲刚度的新结果。由于变化量较小，对弯曲刚度的影响几乎可忽略不计。

与三维实体部件不同的是，壳体部件的特征常放在特征树的几何集（Geometric Set，GS）之下（见图 2-54）。这种情况下，如果壳体部件改变拓扑外形，如开孔或加筋等作业，在几何集下会生成一个新的物体，而分析的定义仍然是指向原来的曲面特征，使得变更的几何形状不能自动地反映到分析上。为此，要对新的外形曲面定义新的分析，造成重复工作。

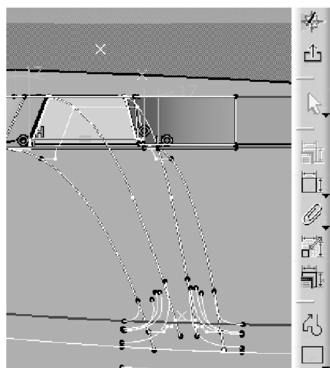
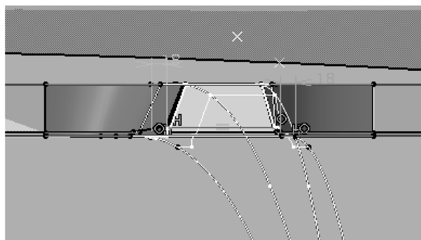


图 2-51　*B* 柱的断面的草图

要让壳体部件的设计变更完全和分析相关联，有以下三种方法可以实现。

第一种方法是仍然把曲面特征置于 GS 之下，但预先将可能发生的设计变更加在要分析的曲面上，然后在分析时通过激活或非激活这些含有设计变更的特征来改



修改后的几何以红色表示是因为 Tools / Options 里对几何变更设定了手动模式。红色表示需要更新，可以用 CTRL+U 键（）来更新。

图 2-52 修改了断面宽度参数的 *B* 柱

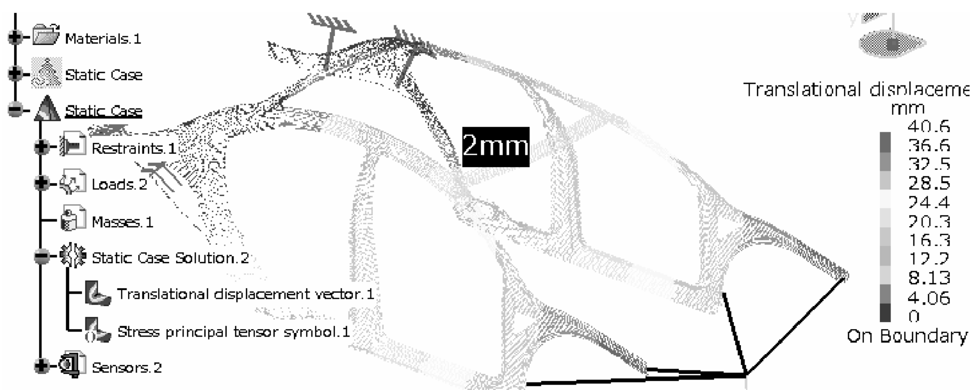
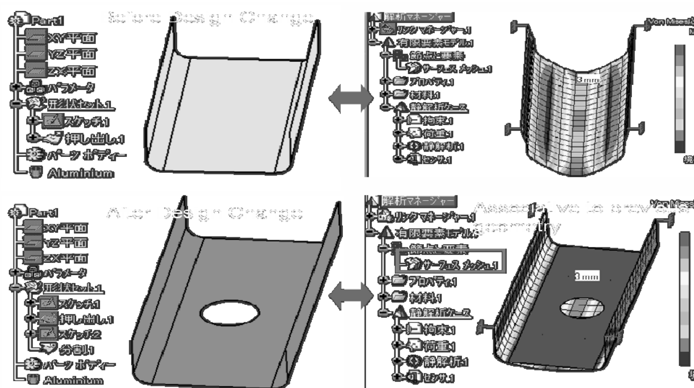


图 2-53 变更了 *B* 柱参数后的弯曲刚度



设计变更前

设计变更（开孔）后，分析依然指向原来未开孔的面，图中的分析结果的变形图上并没有孔（分析没有完全和设计相关联）

图 2-54 设计变更后的分析定义依然指向原来的曲面

变曲面，使其成为各种所需要的不同外形。

在此简单举例说明。如图 2-55 所示，想知道在一块板上开一个孔会造成什么影响，则预先将孔的特征做成如图中的曲面（孔的部分是 Split. 3）。

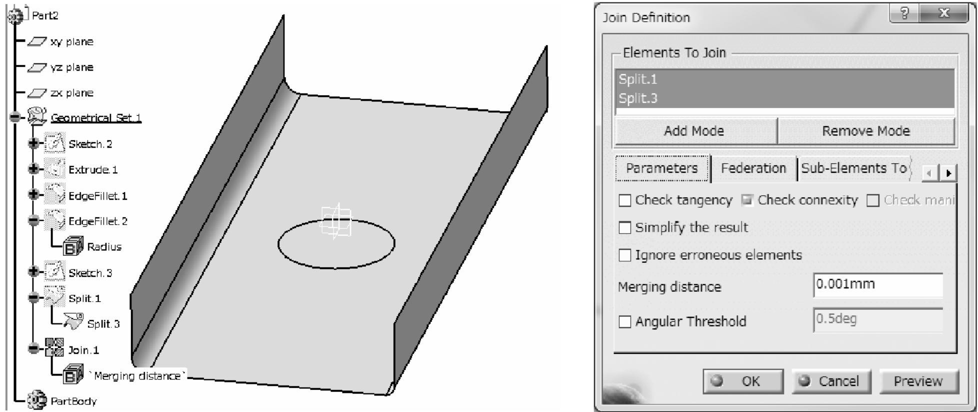


图 2-55 在板上开孔的情形

将开孔后的余下部分（Split. 1）和孔的部分（Split. 3）结合成 Join. 1。分析是对 Join. 1 进行定义的。生成的网格如图 2-56 所示。

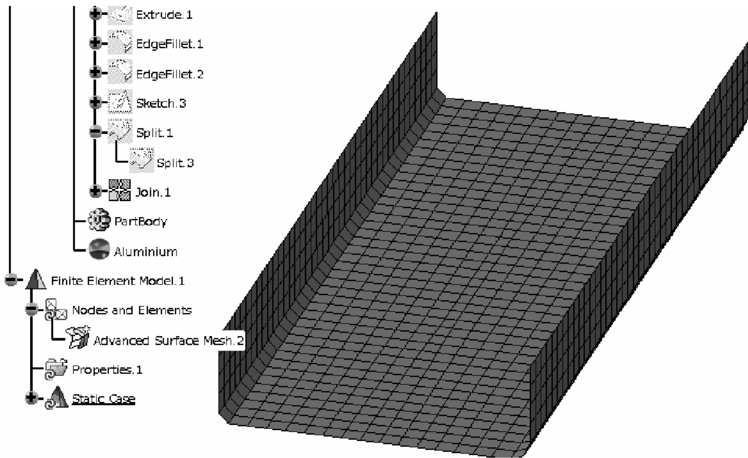


图 2-56 板的网格

再回到设计界面，双击特征树上的 Join. 1，利用 Remove Mode 选项，选择孔的部分（Split. 3）并将其从曲面中去除（见图 2-57）。

这样，原来的 Join. 1 曲面出现孔，但特征还是 Join. 1 而未改变。相应地，网格也只需一键更新成为带孔的，而网格部件的特征名字依然是 Advanced Surface Mesh. 2，保持不变（见图 2-58）。

依据同样思路，另外还有不同的建模方法。但要指出的是，第一种方法需设计人员有先见之明，方法不直观，除上面那种简单情况外，复杂的曲面则不太现实。

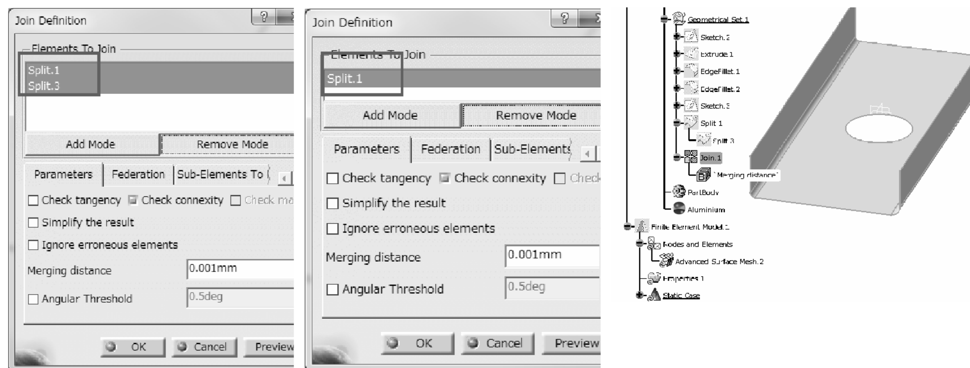


图 2-57　变更 Join 特征的内容

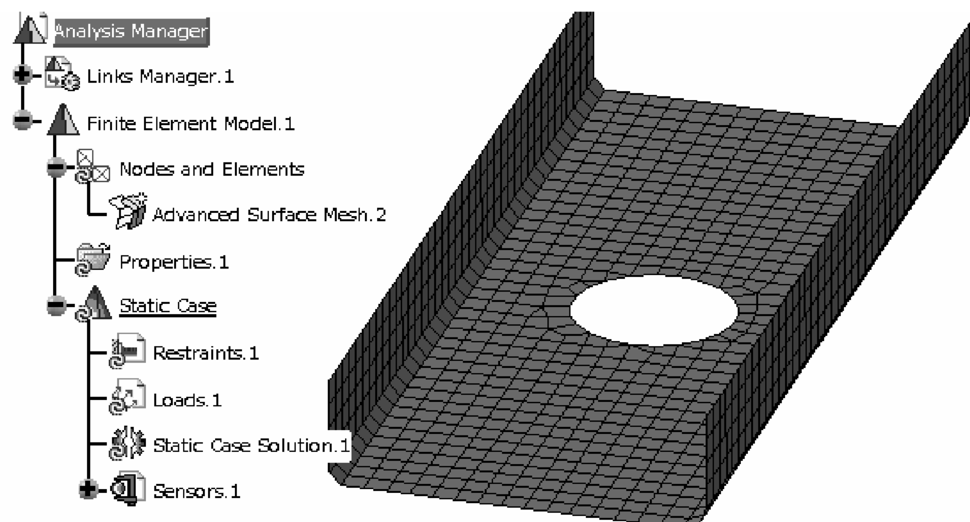
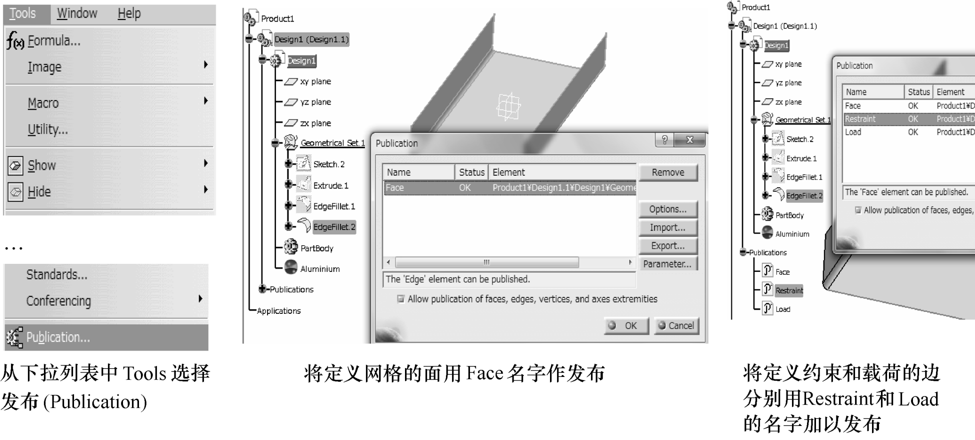


图 2-58　更新后的板的网格

第二种方法是利用 CATIA 中的知识工程的发布（Publication）功能，给将要分析的曲面取一名称（在此称为发布），分析则不是直接对曲面而是对发布定义。如果将设计变更后的曲面用同样的名字来发布，用它取代原来的设计，分析就有可能自动地和设计相关联。

用如图 2-59 所示的例子来具体说明。首先，建立一个空的装配文件（CATProduct），用来置放设计部件（CATPart）。然后用 Design1. CATPart 来保存设计变更前，即原来的设计部件。从下拉菜单 Tools 中选择发布（Publication），将要定义分析条件的面、边分别用 Face、Restraint 和 Load 的名字来发布。

对设计变更后的几何形状也在相同的位置用同样的名字生成发布，并将文档保



从下拉列表中 Tools 选择发布 (Publication)　　将定义网格的面用 Face 名字作发布　　将定义约束和载荷的边分别用Restraint和 Load 的名字加以发布

图 2-59　利用分布实现壳体分析和设计相协同的方法

存为 Design2. CATPart（见图 2-60）。

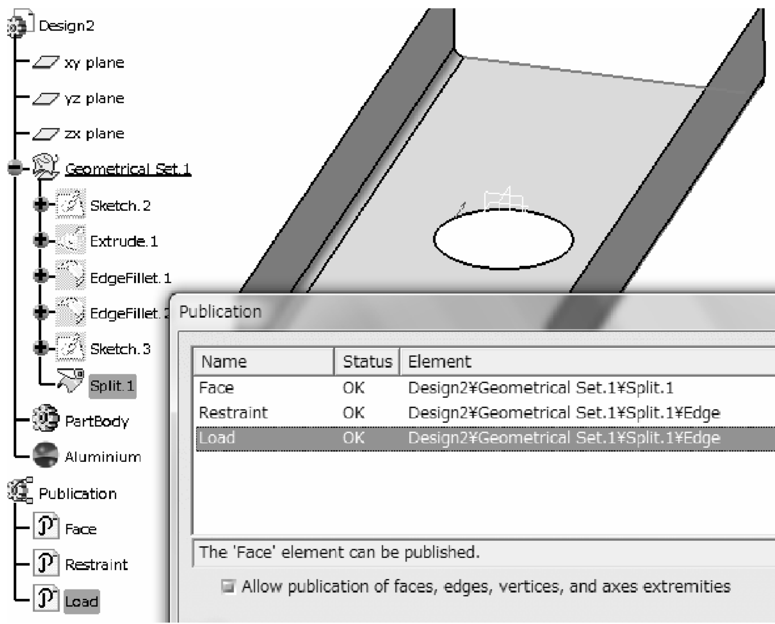


图 2-60　对设计方案 2（Design2. CATPart）也用相同的名字作发布

准备工作完成后，可以开始分析工作了。首先，对设计方案 1（Design1）作分析。在高级网格工具工作台里，选择高级曲面网格划分器，选择发布了的名字 Face 来划分网格（见图 2-61）。生成的网格如图 2-62 所示。

然后，回到创成式结构分析（GSA）的工作台里，对发布名 Restraint 和 Load

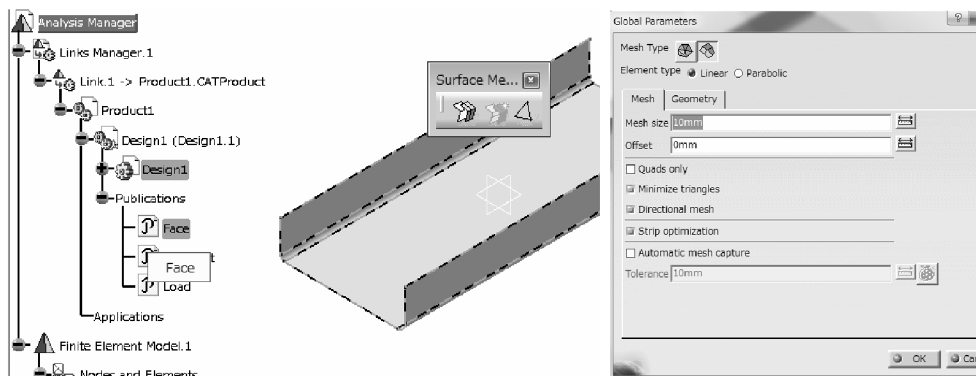


图 2-61　网格是对分布来定义的

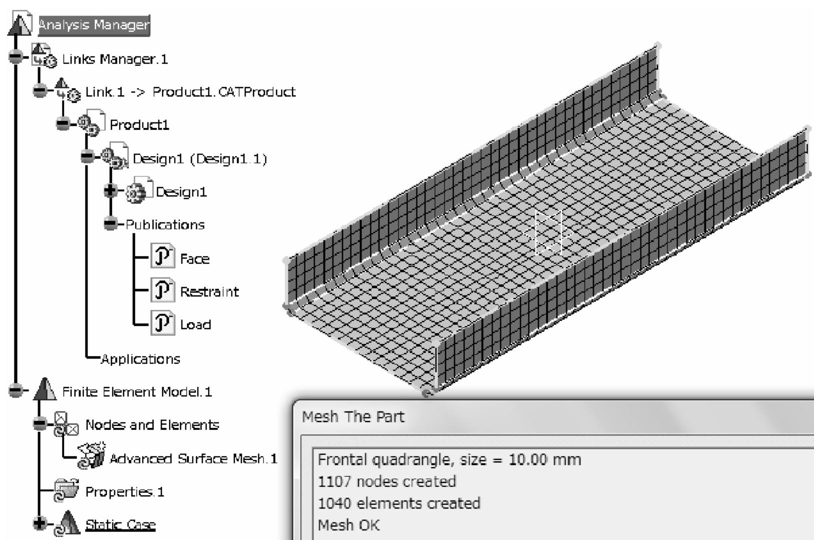


图 2-62　设计方案 1 的网格

来定义约束条件和载荷条件（见图 2-63）。而板厚的定义也要选择发布的名字 Face 来进行（见图 2-64）。

这样，即可得到设计方案 1 的计算结果（见图 2-65）。

有了设计方案 1 的计算结果后，可运用置换的办法用设计方案 2（Design2）来置换掉设计方案 1。如图 2-66 所示，其做法是双击特征树的装配节点（Product. 1），在 Part Instance 的 Design1 上单击右键，从下拉菜单中选择部件置换（即选择用来置换当前的部件 Design1 的部件 Design2）。

置换完成后，原来对设计方案 1 定义的分析则自动地赋予设计方案 2。这种自动赋予是因为两个设计方案具有相同发布名称而实现的。最后，只需将计算进行更新从而得到新的结果，其结果显示在图 2-67 中。

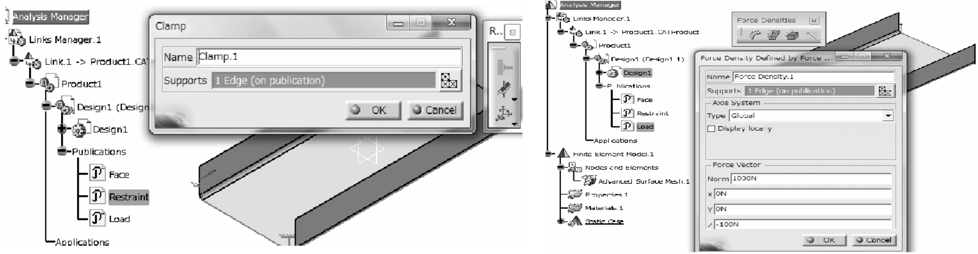


图 2-63　对发布定义约束条件和载荷条件

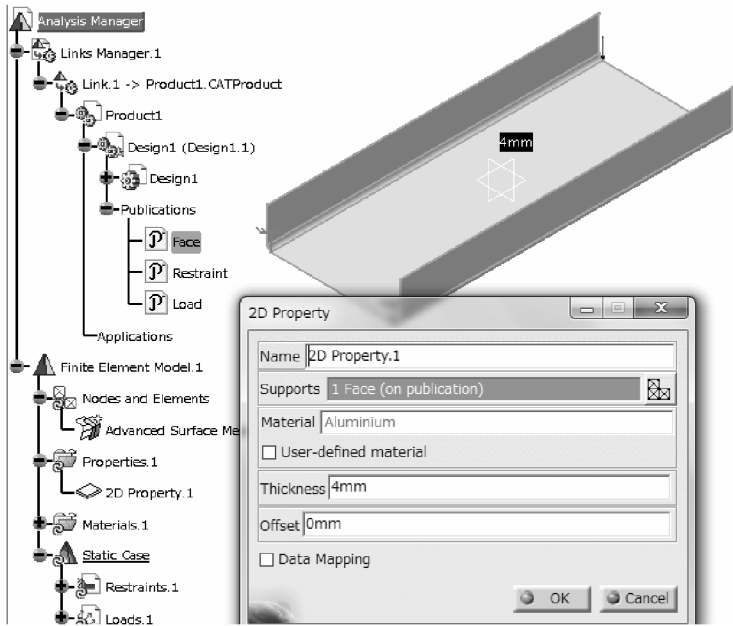


图 2-64　对发布定义板厚特性

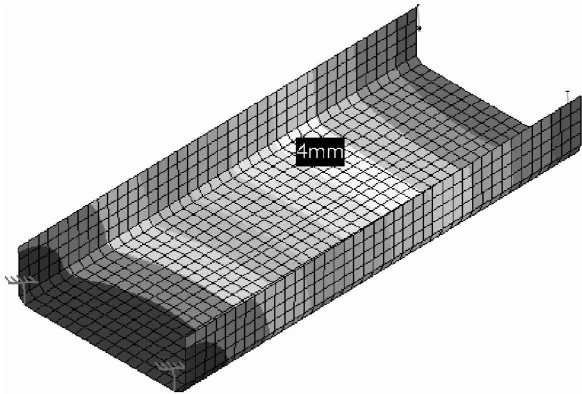
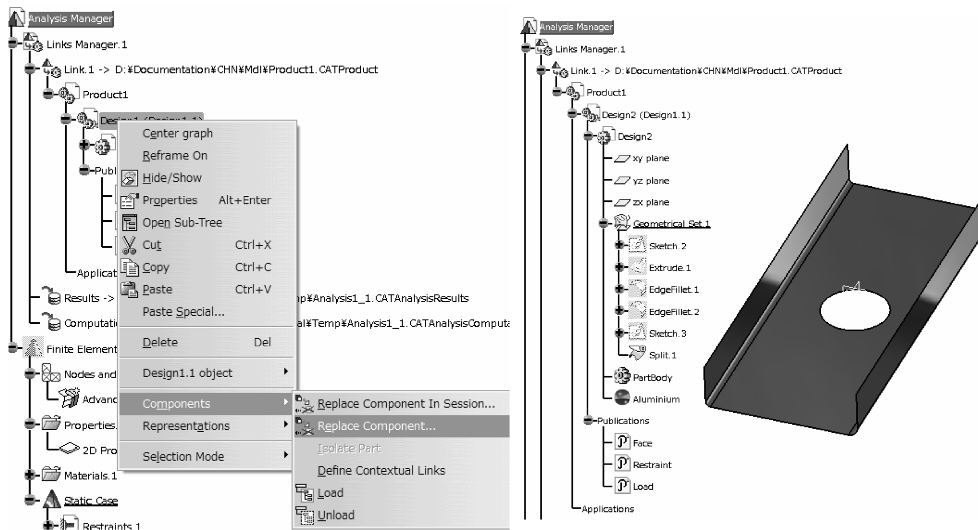
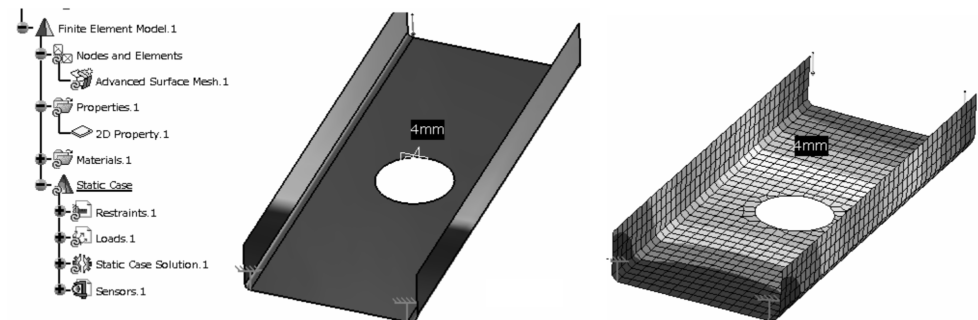


图 2-65　设计方案 1（Design1）的变形



在装配环境中将 Design1 置换成 Design2　　　　完成置换后的情形

图 2-66　在装配环境中置换设计方案



双击分析定义的特征、系统自动转换到分析状态　　　　设计方案 2 的变形

图 2-67　更新后的设计方案 2 的结果

用置换部件的方法可在短时间内检验多个设计方案并加以比较。这种方法不仅对壳体部件适用，也适用于三维实体或一维梁单元的情形。

第三个方法不是将曲面置放于 GS 之下，而是如图 2-68 所示，将要分析的曲面置放在称为有序几何集（Ordered Geometric Set，OGS）中。此处，对 GS 和 OGS 的异同不作说明，有兴趣的读者可以自己阅读有关在线帮助或文献。用 OGS 的好处是，可以不对曲面的特征作定义分析，而是对含有设计对象曲面的 OGS 本身作定义分析。这样，只要 OGS 里有了设计变更，这种设计变更就会自动地放映到分析里。

在 GSD 工作台里将面开孔，开孔的面当然也置放在 OGS 下。回到原来的分析

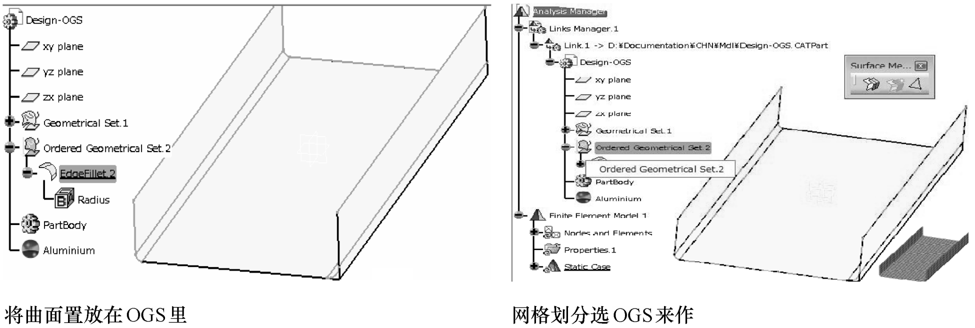


图 2-68　将曲面置放在 OGS 里

文档里，可以看到网格处于需要更新的状态。这是因为分析是与 OGS 相关联的，而 OGS 的内容有了变化（见图 2-69）。

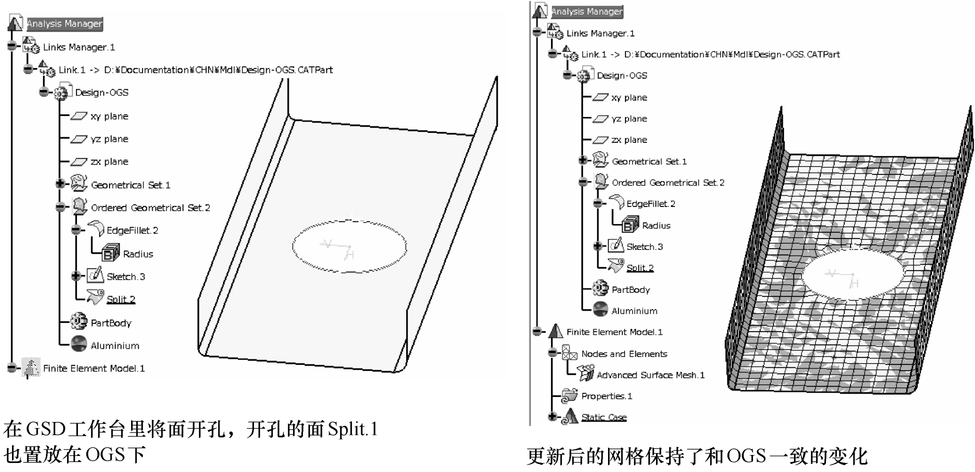


图 2-69　OGS 里的曲面可以保持分析和网格的相关联

该方法的要点有二：其一，将曲面置放在 OGS 里，分析是对 OGS 进行定义的；其二，运用 OGS 来实现壳体部件和设计联动的方法也适用于梁的情形。

第 3 章　装配体分析

3.1　装配连接

实际上，几乎所有的产品都是在装配状态下工作的。装配体的分析对正确理解设计对象的行为也就变得非常重要了。

装配体分析要比单个零部件分析复杂得多。装配体和零部件分析的最大不同在于装配体分析需要定义零部件之间的相互关系。这种相互关系即是零部件之间的连接关系。搞清了连接关系，余下的分析工作和零部件分析相同。在本章中，将要讲述零部件之间的连接关系。

3.1.1　连接（Connection）的种类

关于连接的各种类型可以进行简单地分类，如表 3-1 所列。

表 3-1　连接的种类

<table>
<tr><th colspan="3">连接的种类</th><th>两个物体的实际状态</th><th>在分析模型中的表现</th></tr>
<tr><td rowspan="6">（面和面之间的连接）</td><td colspan="2">固定</td><td>粘接在一起</td><td>两个物体一起运动</td></tr>
<tr><td colspan="2">固定弹簧</td><td>不完全固定在一起</td><td>两个物体通过弹簧一起运动</td></tr>
<tr><td colspan="2">滑块</td><td>可以相互滑动但不能分离</td><td>在界面的切线方向两者可以有相对的位移，而在法线方向不可分离</td></tr>
<tr><td colspan="2">接触</td><td>可以相互滑动也能分离</td><td>在界面的切线方向两者可以有相对的位移、而在法线方向可以分离</td></tr>
<tr><td colspan="2">压入配合
（过盈配合）</td><td>过盈配合</td><td>压入配合是接触的特例，即与接触时的间隙量为负时的情况相同</td></tr>
<tr><td colspan="2">真实螺栓紧固</td><td>用螺栓紧固。螺栓自身有 CAD 模型来表现</td><td>考虑紧固力，而螺栓自身用三维实体网格来表现</td></tr>
<tr><td rowspan="2">（有距离物体之间连接）</td><td rowspan="2">使用虚拟部件的连接</td><td>刚性</td><td>两个物体是用“坚硬的（刚的）”第三者物体相连的</td><td>两个物体用刚性梁虚拟部件连接在一起运动</td></tr>
<tr><td>光滑</td><td>两个物体是用“软的（光滑的）”第三者物体相连的</td><td>两个物体用刚性光滑虚拟部件连接在一起运动</td></tr>
</table>

（续）

连接的种类			两个物体的实际状态	在分析模型中的表现
（有距离物体之间连接）	虚拟螺栓紧固	普通	用螺栓紧固。螺栓自身没有 CAD 模型来表现	装配体考虑了螺栓的紧固力
		虚拟弹簧螺杆	用螺栓紧固。螺栓自身没有 CAD 模型来表现，但可以用弹簧来表现螺杆的弹性	装配体考虑了螺栓的紧固力的同时，螺栓的刚性用弹簧的刚性系数来表现
	用户定义连接		其他的连接	通过刚性梁、光滑单元、梁单元、弹簧单元组合成各种连接
（焊接连接）	点焊		两个物体（钣金件）用点焊焊接在一起	两个钣金件在点焊处根据不同的分析要求用刚性梁、弹簧、6 面体实体单元连接在一起
	弧焊		两个物体（钣金件）用弧焊焊接在一起	两个钣金件在弧焊处根据不同的分析要求用刚性梁、弹簧、6 面体实体单元连接在一起
	粘接		用胶将两个物体粘接在一起	两个物体在粘接部位处根据用光滑单元加上 6 面体实体单元连接在一起
（其他）	基于点的连接		用于两个航空结构（如飞机的两个仓段）间的连接	两个物体利用两组具有相同坐标的点连接在一起

3.1.2 固定连接（Fasten）

面和面之间的连接，有固定、滑移、接触和真实螺杆紧固等种类。固定又可分一般意义上的固定连接和固定弹簧连接两种。

固定连接的意思是指两个物体通过界面（即物体 A 的面和物体 B 的面）连接在一起。实际情况中，相近的是两个物体通过胶材粘接在一起，并且连成一体一起变形（见图 3-1）。

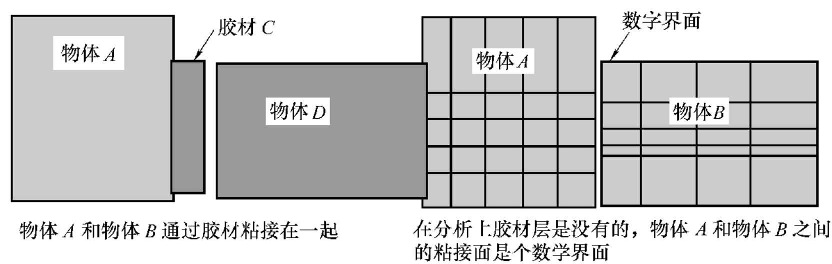


图 3-1 固定连接的模式图

在分析方面，模拟此类情况时，一般可以不考虑物体 A 和 B 以外的其他物质，这种没有考虑实际存在的胶质材料层的接合面可以称为数学界面。

多数情况下，物体 A 和 B 采用不同的材料。这样，在这个数学界面上的变形是连续的，但会发生应力的不连续性。变形如果不连续，就意味着界面有剥离或裂隙出现。应力的不连续性，可以从物体 A 和 B 的材料不同、杨氏模量也不同里得到解释。

长期以来，象这样两个物体固定连接在一起，分析模拟时常采用将两个物体的网格节点在界面上共有的办法来进行，把这种方法称为节点协调法。最近几年，节点非协调法，即界面上两个物体的网格节点不共有，通过结合单元将其连接在一起的办法逐渐成为主流。在 CATIA 分析里的固定连接，默认的选择是采用非协调的手法，用一个称为 Fasten_Join 的单元将两个物体的节点连接在一起。在 Abaqus 里，与 Fasten_Join 单元相等同的是 Tie 单元。这些连接单元的共同特点是均采用形函数将界面两侧的位移用插值的办法进行协调，从而保证位移的连续性（协调性）。

在 CATIA 环境中使用外部求解器时应注意：CATIA 可以通过第三方的 CAA（Component Application Architecture）伙伴产品来驱动如 NASTRAN 那样的外部求解器。这时需注意，如果分析的对象是装配体，第三方产品常将 CATIA 的固定连接转换为 NASTRAN 的刚性单元 RBE2 或光滑单元 RBE3。但是，这些单元和前面所述的 Fasten_Join 有着不同的力学行为。特别是转换成 RBE2 时，界面变成了完全的刚性，不管如何加载，两个物体的结合界面都不会变形。这样的行为显然和固定连接不一致，分析的结果自然也不相同。

固定弹簧连接的应用：上述的固定连接适用于在界面上两个物体紧密相连并一起变形的状态。将这种连接看作“强”连接。可以想象，在实际情况里，很多时候两个物体的结合没有那么“强”，而是需要用一种“弱”的连接来得到更近似实际的结果。这些“弱”连接部位，如果用了固定连接，即会造成分析模型的刚性比实际情况要高，从而使得分析结果和实际有差异。特别是在固有振动分析时，由于刚性比实际情况要高，固有频率的结果就会比实际值要大。而接下来的动态响应分析的结果也就和实际测试的值不一致。

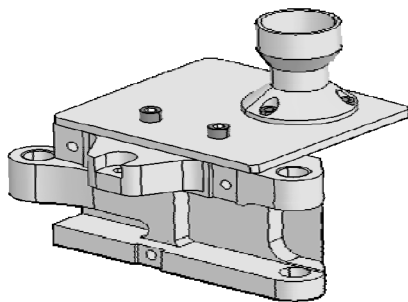
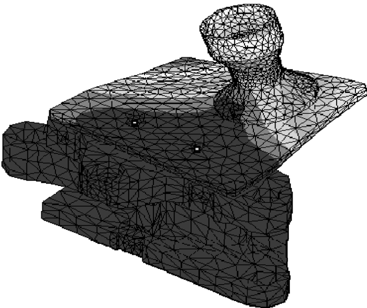


图 3-2　由 5 个螺栓紧固在一起的装配体

因此，固定弹簧连接就应运而生。固定弹簧连接通过弹簧系数来表现“弱”连接。通常，弹簧系数是对整个界面的连接刚度来定义的，一旦弹簧系数定义完成，就不必因为网格尺寸大小的变化而调整弹簧系数。

在此介绍一个例子。图 3-2 中的装配体由 5 个螺栓紧固在一起。如果是线性分析，在作固有振动分析时不能考虑接触（在后面的章节里，有一个介绍如何在固有振动分析中考虑接触状态的案例），所以很多情况下都用固定连接来定义整个接触界面。很显然，接触界面被模拟成固定连接后，就在模型中导入了比实际情况更大的刚性。为此，可以用固定弹簧连接来取代固定连接，将并进方向的弹簧系数和转动方向的弹簧系数分别定义为 1e8N/mm 和 1e5N · mm/rad。

从图 3-3 的分析结果可以看到，使用固定连接和固定弹簧连接的两种方法有不能忽视的差异。



第3阶固有模态

模态阶数	固定连接	固定弹簧连接
1	744. 5	725. 4
2	1822. 2	1802. 5
3	2476. 2	2396. 8
4	3796. 0	2678. 0
5	4277. 2	4238. 0

接触面采用固定连接和固定弹簧连接的固有振动频率接触（Hz）

图 3-3　固定连接和固定弹簧连接的两种方法的不同

弹簧的刚度系数可以通过简单的试件分析和实测来定，再应用于复杂的装配体。应用固定弹簧连接给使用者提供了更大的自由度，用户可以通过调整弹簧的刚度系数来得到更接近实际的结果。

3. 1. 3　滑移连接和接触连接的分别

在连接分类的表 3-1 中，已经简述了滑移连接和接触连接的不同，这两种连接关系在结合界面的切线方向的变形行为完全一样，区别在于结合界面法线方向两个结合体是否可以分离。滑移连接时，结合界面法线方向两个结合体不可以分离；而接触连接时，结合界面法线方向两个结合体却可以分离。

在 CATIA 分析里，接触分析只涵盖了赫兹接触理论所包含的内容，假定材料是线性弹性且变形是在小变形范围内的，即使做了如此假定，接触面积和外载的关系还是非线性的，可以满足大部分设计现场的需求。也就是说，接触问题本质上是非线性的，在 CATIA 分析里也需要进行迭代计算。

赫兹接触的代表性问题是曲面之间的接触。为了在分析时有充分的精度，要注意在接触部位划分充分细小的网格。一般而言，网格尺寸要小于接触带的大小为好。接触带的网格太粗，接触分析精度就会不高。

含有接触问题的计算，相对耗费计算成本（即计算时间和内存量），而滑移连接就没有此类问题。如果已经知道两个物体在接触界面的法线方向没有分离发生，而且接触面压也不是重要的关心事项时，可以考虑用滑移连接来取代接触连接，可以大大缩短计算时间。特别是大规模问题的计算中，应该留意此点。

3.1.4　螺栓紧固连接

螺栓紧固连接可能是机械制造业里最为常用的连接关系，可以说是与近代人类的文明史共同存在的，也成为了一般的机械设计和制造的必须知识。

在开始分析前，复习螺栓紧固连接的基础知识无疑是很有益的。有关这方面的内容，可以找到很多教科书或网页。在这里，仅举例说明。在日文的有关以船舶机械技师指导为目的的日本财团的网页里有很好的总结。有兴趣的读者可以参见其网页（http：//nippon. zaidan. info/seikabutsu/2002/00197/contents/082. htm）。

为了分析上的方便，将现实中的螺栓紧固件按 A 和 B 分成两大类。A 又可细分成 A-1 和 A-2 两小类（见图 3-4）。

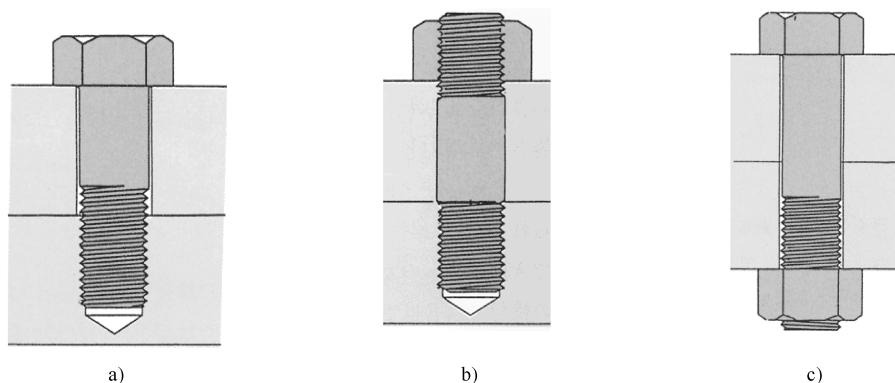


图 3-4　螺栓紧固件的分类

a）A-1 有头螺栓　b）A-2 植入式螺栓和螺母　c）B 有头螺栓和螺母

A-2 的植入式螺栓和螺母，是完全连接在一起的，在分析上可以把螺栓和螺母看作是通过固定连接结合在一起的。如此一来，A-2 在分析定义上除了需要在螺栓和螺母之间定义一个固定连接关系外，完全与 A-1 相同。

不管是那一类的紧固方式，螺栓总是处在受拉伸的状态，而被紧固的物体在紧固部位总是处在受压缩的状态。螺栓紧固的方法可以分为三种：①伸长测量法；②转矩法；③转动角度法。在叙述这三种紧固方法在分析上是如何来给出分析条件前，先看在分析时是怎样模拟螺栓的。

简单地说，可以按分析时是否将螺栓真实地建立 CAD 模型来分成真实螺栓连接和虚拟螺栓连接两种。对 A 类型的真实螺栓连接，可以用模式图 3-5 来表示连接

定义。

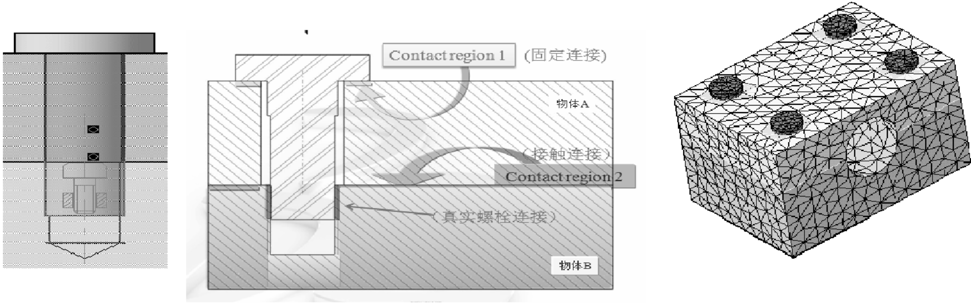


图 3-5 A 类型的真实螺栓连接的模式图

如图 3-5 所示，A 类螺栓紧固连接的定义是：螺母底面和上部物体 *A* 表面之间，因为假定螺母是紧密连接在物体 *A* 上面的，可以用固定连接（也可以用接触连接，但计算成本要高得多）。而上部物体 *A* 和下部物体 *B* 之间则定义接触连接。螺栓先头部分的螺纹处和下部物体 *B* 之间紧固在一起，用真实螺栓连接来定义。而螺杆侧面和物体 *A* 的螺孔之间是自由的，没有必要定义连接。

而 *B* 类型的真实螺栓连接的模式图如图 3-6 所示。

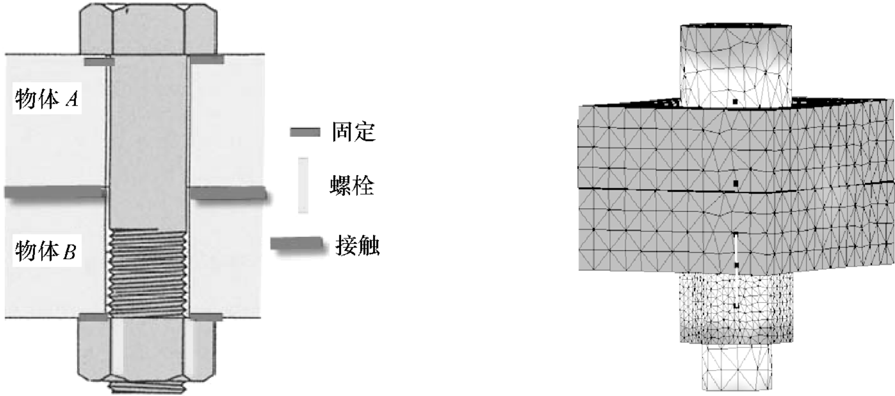


图 3-6 B 类型的真实螺栓连接的模式图

如图 3-6 所示、B 类螺栓紧固连接的定义是：上部螺母底面和上部物体 *A* 表面之间，因为假定螺母是紧密连接在物体 *A* 上面的，可以用固定连接（也可以用接触连接，但计算成本要高得多）。而上部物体 *A* 和下部物体 *B* 之间则定义接触连接。下部螺母底面和下部物体 *B* 表面之间，因为假定螺母是紧密连接在物体 *B* 上面的，可以用固定连接（也可以用接触连接，但计算成本要高得多）。螺栓先头部分的螺纹处和下部螺母孔的侧面之间紧固在一起，用真实螺栓连接来定义。而螺杆侧面和物体 *A*、物体 *B* 的螺孔之间是自由的，没有必要定义连接。

通常，由于螺栓的尺寸要比被紧固物体的尺寸小很多，如果螺栓自身的强度没

有问题，可以考虑将螺栓简化成虚拟螺栓。与真实螺栓连接不同，虚拟螺栓连接时，系统自动地在螺杆的轴线方向生成杆单元来模拟紧固力。而螺母和螺杆的螺纹部分则采用插值单元（刚性梁或光滑单元）来与被紧固物体相连。这时，如果考虑螺母的底面形状，要先将螺母底面的形状通过 CAD 的缝合（sewing）操作将其缝到被紧固物体相应的表面上。

A 类的虚拟螺栓连接的模式图如图 3-7 所示。

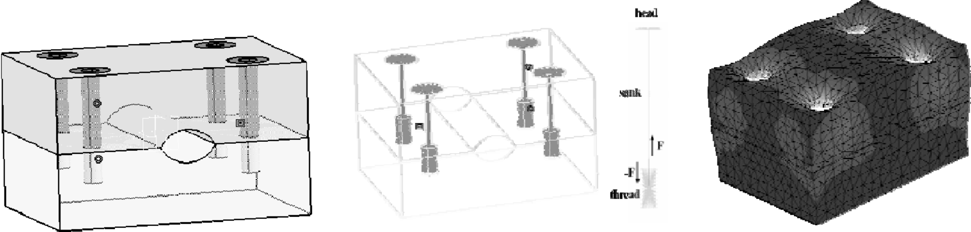


图 3-7　A 类的虚拟螺栓连接的模式图

而 B 类的虚拟螺栓连接的模式图则如图 3-8 所示。

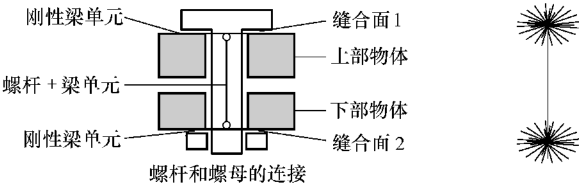


图 3-8　B 类的虚拟螺栓连接的模式图

真实螺栓连接和虚拟螺栓连接两者都需要输入紧固力的值。输入数值的大小，是每一个设计人员所烦恼的。上面已经说过，螺栓紧固的方法可以分为伸长测量法、转矩法和转动角度法三种。在这些方法里可以找到估算紧固力的启示。如果螺栓紧固的方法使用伸长测量法，已知的量是螺杆的伸长量 δ 以及螺杆的直径 d_b、螺杆的长度 L、材料特性（杨氏模量 E），则紧固力为

$$F = \frac{\pi E \delta d_b^2}{4L} \tag{3-1}$$

如果用转矩法，紧固作业时指定的是所用的转矩 T，这样紧固力可以用下面的公式（3-2）来换算

$$F = 2T[d_b \tan(\rho + \beta) + \mu_n d_n] \tag{3-2}$$

式中　F——紧固力；

T——转矩；

d_b——螺纹的有效直径；

ρ——螺纹部分的摩擦角，$\rho = \tan\mu$（μ 为螺纹部分的摩擦系数）；

β——螺纹升角又叫导程角，$\tan\beta = S/(\pi d_b)$（S 为螺纹的节距或螺距）；

μ_n——螺母底面处的摩擦系数；

d_n——螺母头或螺母底面的摩擦面的等价直径（$d_n = 1.5d_b$）。

从上式可以看到，紧固力的九成是由螺纹和螺母底面处的摩擦系数来决定的。一般来说，金属材料之间的摩擦系数在有润滑时为 0.08 ~ 0.16；没有润滑时为 0.14 ~ 0.24。

如果用转动角度法，为了得到高度的紧固效果，在紧固螺杆时，要使得螺杆材料进入塑性领域方可。因此，可以估算紧固力为

$$F = \frac{\pi\sigma_y d_b^2}{4} \tag{3-3}$$

式中 σ_y——螺杆材料的屈服强度；

d_b——螺纹的有效直径。

3.1.5 使用虚拟部件的连接

通过虚拟部件的不同组合，可以将两个或多个部件连接在一起。这样连接关系的力学行为取决于虚拟部件的性质。关于虚拟部件，可以详细参阅第 1 章第 7 节。

3.1.6 焊接的模拟

点焊的连接方法是采用先定义一个“点分析连接（Point Analysis Connection）”并对它赋予连接特性 。对应的连接特性有一维、二维和三维特性（见图 3-9），也可是柔的或刚的等，应该分别选用合适的选项。

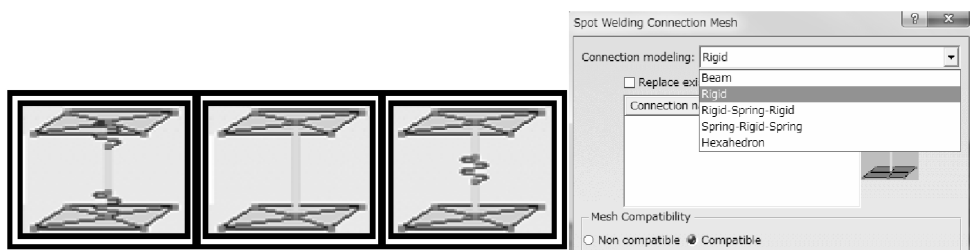


图 3-9 焊接连接特性

如果为弧焊，如图 3-10 所示，需要有决定焊接范围的线来定义一个“线分析连接（Line Analysis Connection）”并对其赋予弧焊的连接特性。这样，对焊缝不连续的情况也可通过将几段线集合成一个特征来做，以提高作业效率。

在图 3-10 中，焊缝高度可以用一层壳体单元的厚度和板材来定义，也可以用

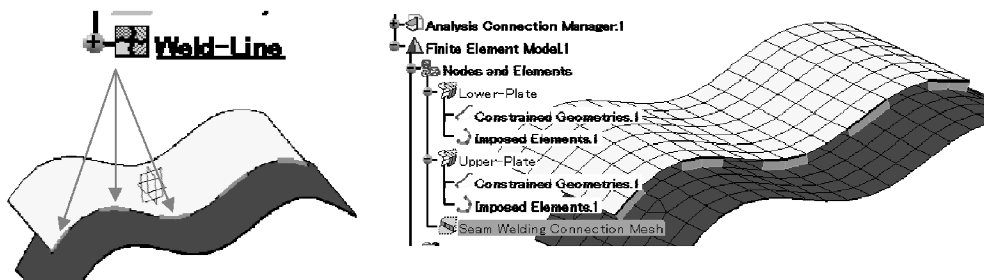


图 3-10　弧焊连接

一维单元（刚性梁、刚性梁加弹簧、六面体单元）来表现。

还要特别指出的是，橡胶类材料制成的密封条也常用弧焊连接并赋予刚性梁加弹簧特性的方式来模拟。六面体单元常用于需要分析焊缝中的应力时，特别是要用应力来估算疲劳寿命的情形。

最后，必须注意的是，以上模拟手法都会带来焊接处的应力奇异性，这是由于焊接部位的几何不连续性造成的。

3.1.7　用户定义连接

在表 3-1 中，在距离连接里的用户定义连接主要是指由刚性梁、光滑单元、梁、弹簧单元组合成的连接关系，可以用来连接有一定距离的点、边、面。如不相连的点和点之间、边和边之间、面和面之间，点和边之间、点和面之间、边和面之间等。图 3-11 所示是简单的例子。

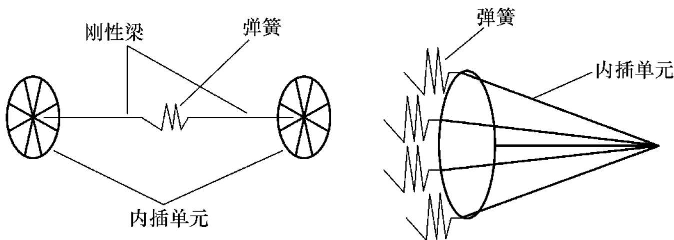


图 3-11　用户定义连接的例子

用这种连接，可以快捷地生成如图 3-12 所示的货车底盘分析的模型。

在本节中，解说了装配体分析用的各种连接关系。由于连接关系的内容很多，难以全部说明，需要设计人员自己加以体会，方能举一反三，灵活应用。

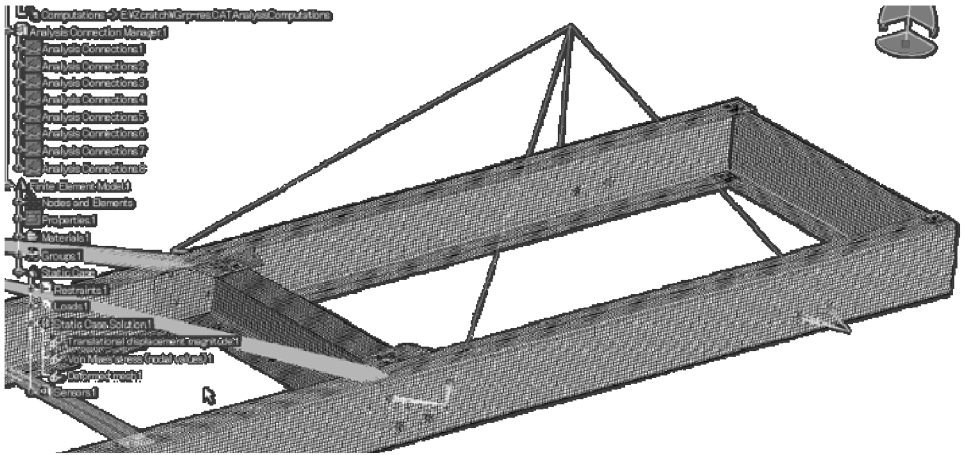


图 3-12　货车底盘分析的模型

3.2　实体零部件构成的装配体分析

在阐述了装配连接后，下面将具体地分析装配体的应力和固有振动。在本节中，先叙述通过发布来快速地检验设计方案的方法，然后叙述一个实体零部件构成的装配体分析案例，即变速器装配体分析。

3.2.1　运用知识工程工具进行设计的快速检验

在 2.6 节中，已讲述了利用 CATIA 中知识工程的发布（Publication）功能，通过对发布定义分析，即使设计变更后，分析还可以自动地和设计相关联。

用图 3-13 所示的例子来具体说明如何用同样的方法来快速地检验由实体部件构成的装配体设计方案。这个例子中，装配体是由两个部件构成的。其中一个部件的设计有两个方案，通过代表这两个方案的部件的相互置换，来快捷地检验比较方案。

在具体开始分析定义前，先将要定义连接条件的面和定义边界条件的面进行发布。在零部件设计的工作台中，对设计方案 A 的 Upper1 部件和设计方案 B 的 Upper2 部件，使用同样的名字进行发布操作。用于连接下部部件的面为 Fasten，加载面为 Load。下部部件 Lower，只用一个方案，也将面作相应发布（见图 3-14）。

准备好发布后，在装配定义（Assembly Design）的工作台中，用设计方案 A

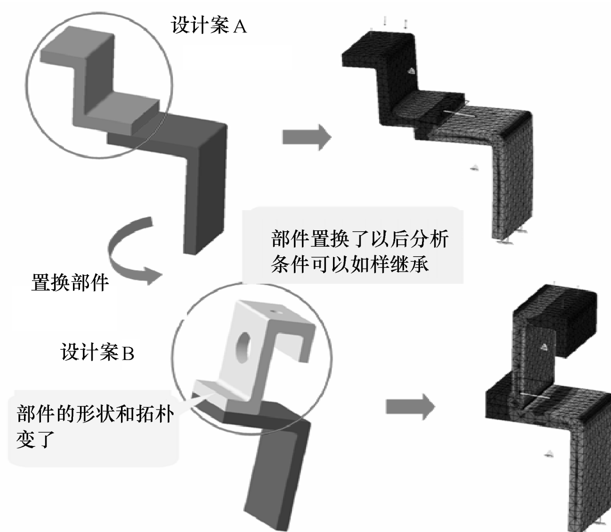


图 3-13　快速检验由实体部件构成的装配体设计方案的方法

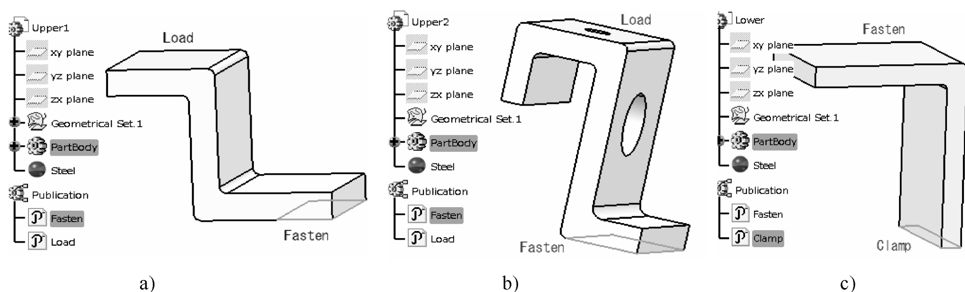


图 3-14　事先定义分布

a）设计案 A 的发布　b）设计案 A 的发布　c）下部部件的发布

的上部部件 Upper1 和下部部件 Lower 组成一个装配体（见图 3-15）。

将系统切换到创成式结构分析的工作台里，进行实体装配体分析。

先来定义连接。用一般分析连接（General Analysis Connection）来定义两个几何特征之间的联系，在这里选用上、下部件的发布名 Fasten 来做。而后用固定连接特性（Fasten Connection Property），选择刚定义好的一般分析连接关系来完成固定连接的定义（见图 3-16）。

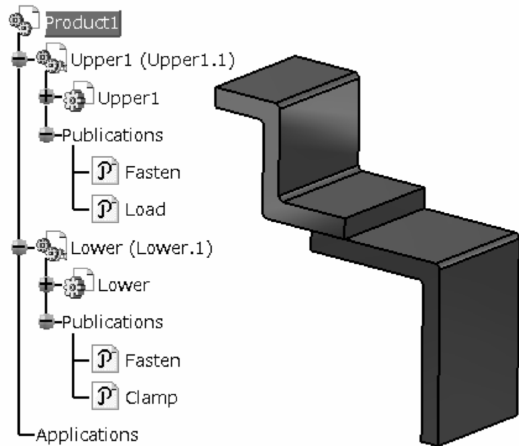


图 3-15　设计方案 A 的装配体

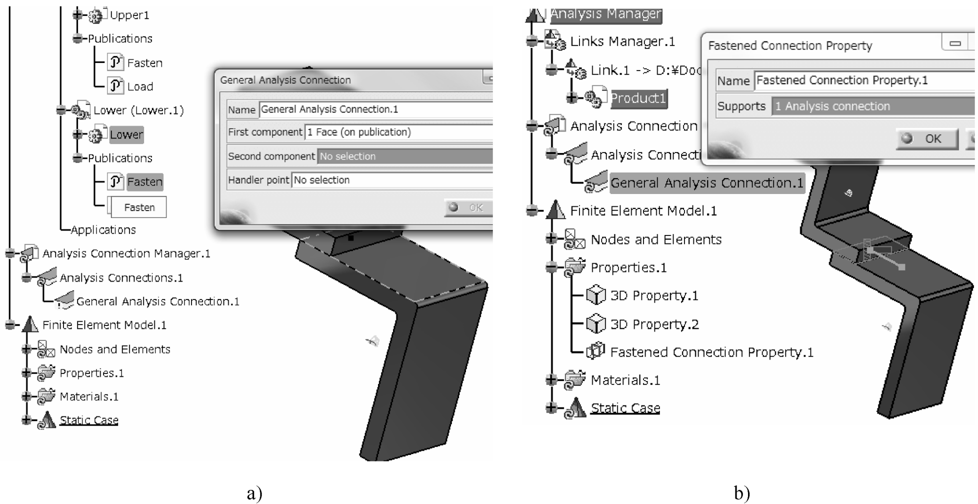


图 3-16　用发布定义分析用的连接关系

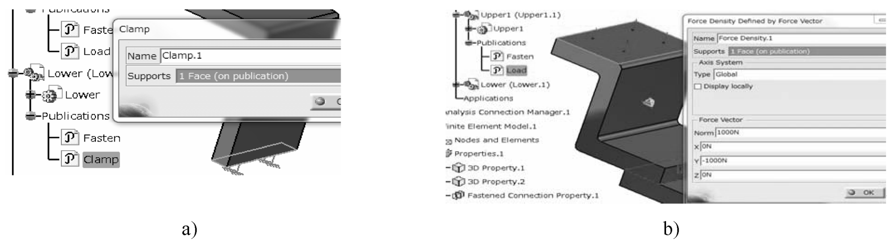
a）用发布定义两个几何特征之间一般分析连接

b）选择刚定义好的一般分析连接关系来赋予固定连接的特性

选择发布名 Clamp 定义固支约束条件，以及发布名 Load 定义分布合力 1000N（见图 3-17）。计算后可得到位移和应力结果（见图 3-18）。

下面实行部件置换。如图 3-19，双击特征树上的装配节点，将工作台切换到装配定义状态。而后在 Upper1 的部件 Instance 上右键、从下拉菜单中选部件置换，找到设计方案 B 的 Upper2，完成置换操作。

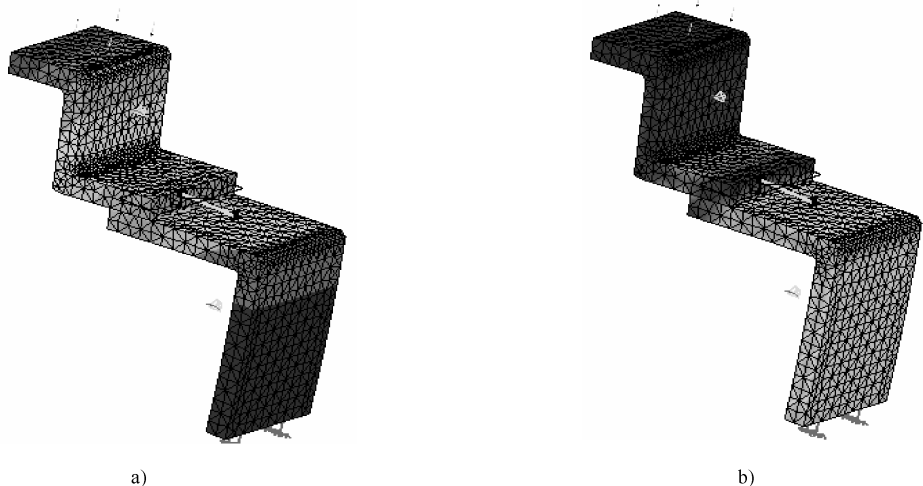
双击特征树上的任一分析特征，将工作台切换到分析定义状态，即可更新计



a)　　　　b)

图 3-17　用分布定义约束和载荷条件

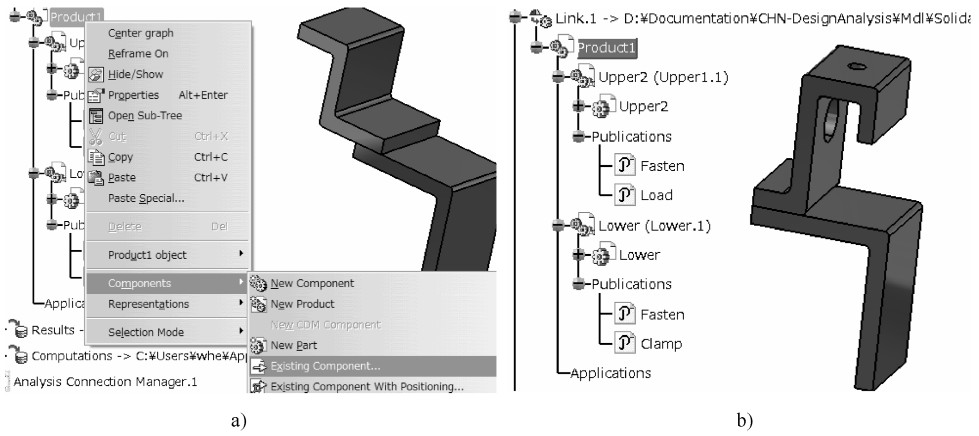
a）固支约束条件　b）分布合力



a)　　　　b)

图 3-18　设计方案 A 的分析结果

a）设计案的位移　b）设计案的等效应力

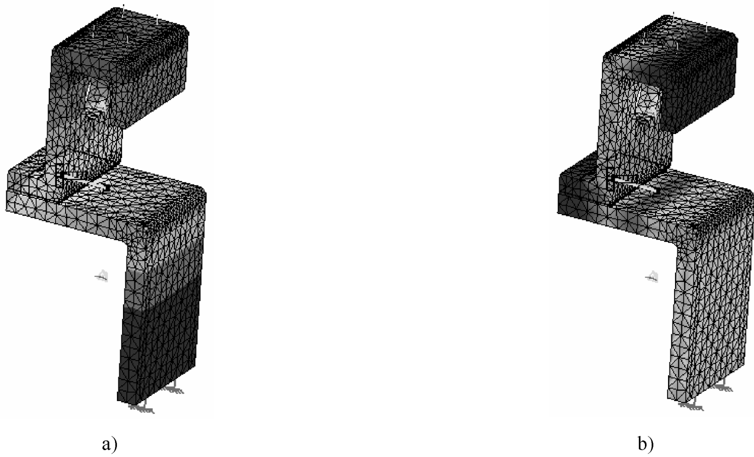


a)　　　　b)

图 3-19　部件置换后构成设计方案 B

a）装配定义状态的下拉菜单中选部件置换　b）完成置换后的状态

算，得到设计方案 B 的结果（见图 3-20）。



a)　　　　b)

图 3-20　设计方案 B 的分析结果

a）设计案的位移　b）设计案的等效应力

3.2.2　变速器装配体分析

在 1.1 节中已经介绍了螺栓紧固连接和接触连接。在这里，要介绍如何运用这些连接来实际分析一个变速器装配体。

如图 3-21 所示，装配体是由两个箱体组成的。两个箱体间用 5 个螺栓紧固，但螺栓自身没有 CAD 模型，分析中用虚拟螺栓连接来定义。分析中一个重要的关注点是两个箱体接触面上的接触面压的大小和分布。

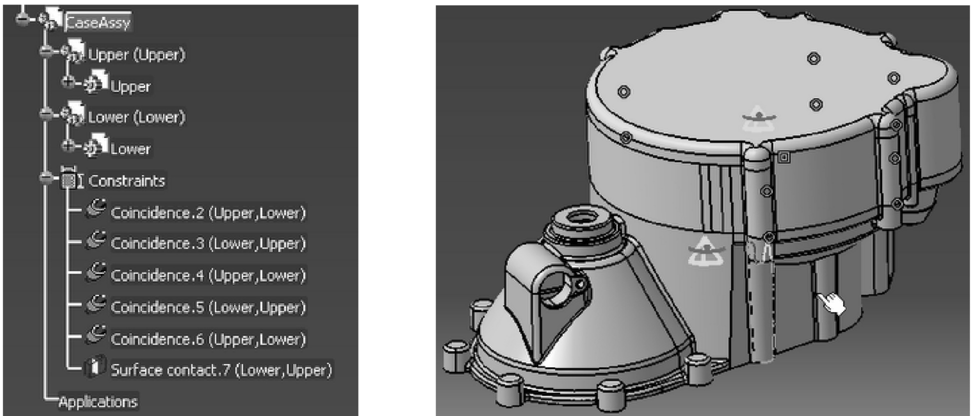


图 3-21　变速器装配体

打开装配体模型后，切换工作台到创成式结构分析状态。先在两个箱体之间直接利用装配体中的位置约束来赋予接触连接特性 （见图 3-22）。

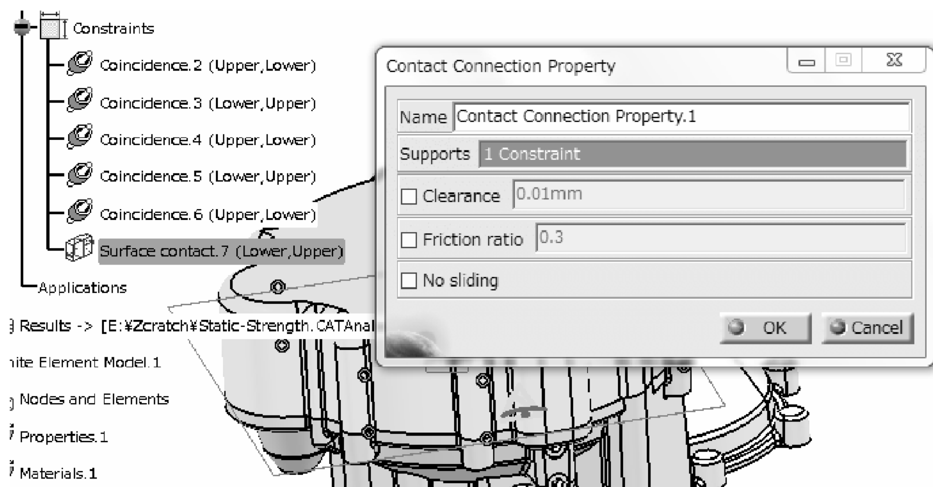


图 3-22　接触连接的定义

下一步是定义虚拟螺栓连接。如图 3-23 所示，利用装配体中上、下箱体的螺孔一致的位置约束，赋予虚拟螺栓连接特性，并施加 10000N 的紧固力。

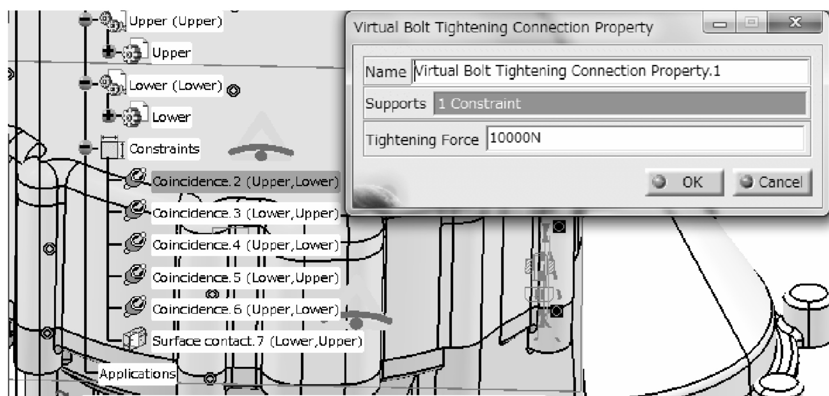


图 3-23　虚拟螺栓连接的定义

余下的另外 4 个螺栓连接也可以用同样的方法来定义。现在介绍通过复制已有的特性定义来做。因此，即使有大量相同的特性要定义，也可用很少的几步就能完成。其做法如图 3-24 所示，单击 Model Check 图标，然后按下面的步骤点选不同的选项。

1）Connections。

2）Complete Property。

3）选择各个要在其上定义虚拟螺栓连接特性的位置约束。

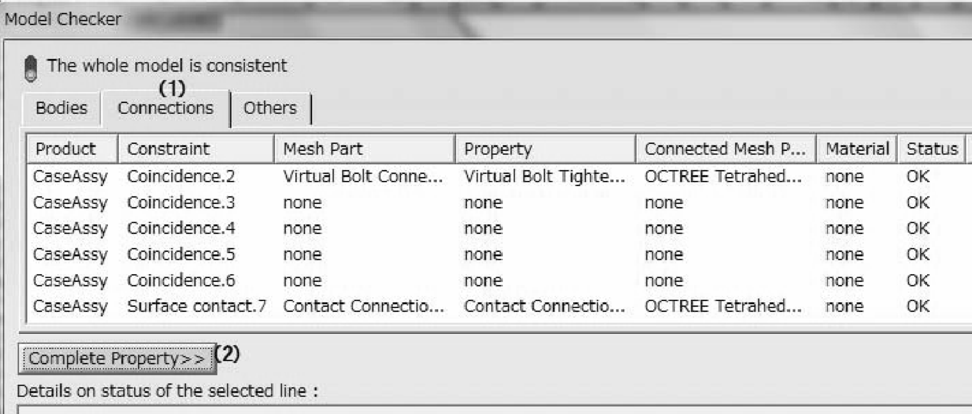


图 3-24　连接特性的复制

4）单击箭头按钮将所选位置约束移到下面的窗口（见图 3-25）。

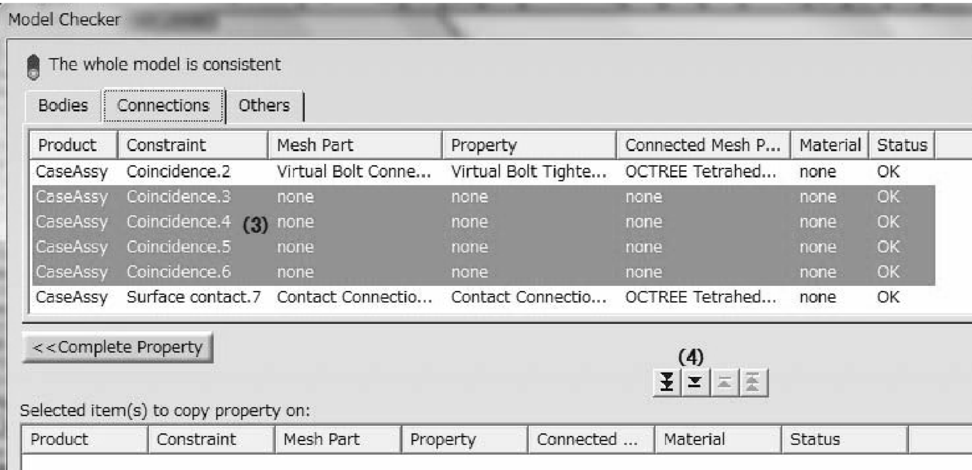


图 3-25　连接特性的复制

5）在 Copy Property 的空白栏中点选特征树上已有的虚拟螺栓连接特性（见图 3-26）。

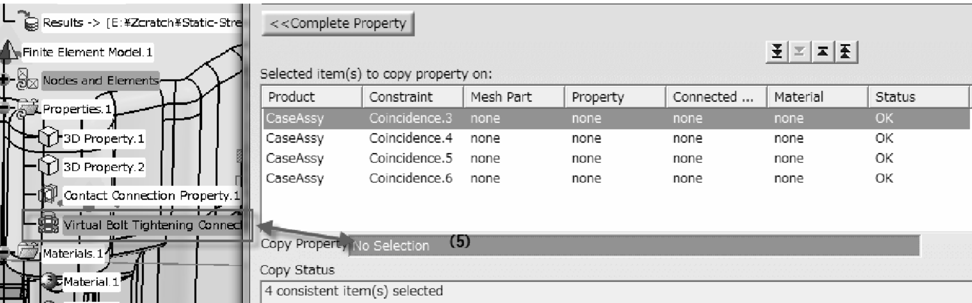


图 3-26　连接特性的拷贝

6）按 OK 按钮完成特性的复制操作。此后，特征树上出现复制后的 4 个虚拟螺栓特性（见图 3-27）。

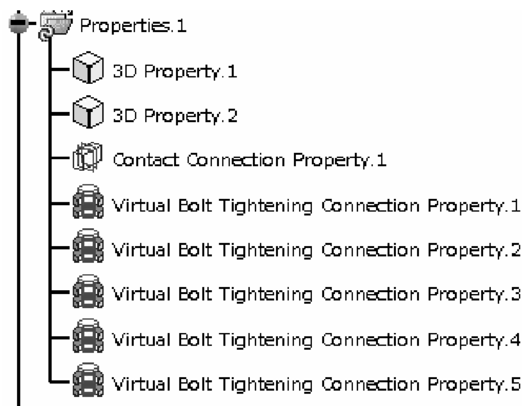


图 3-27　连接特性的复制

下面定义约束条件，在此简单地固支下部箱体的底面（见图 3-28）。

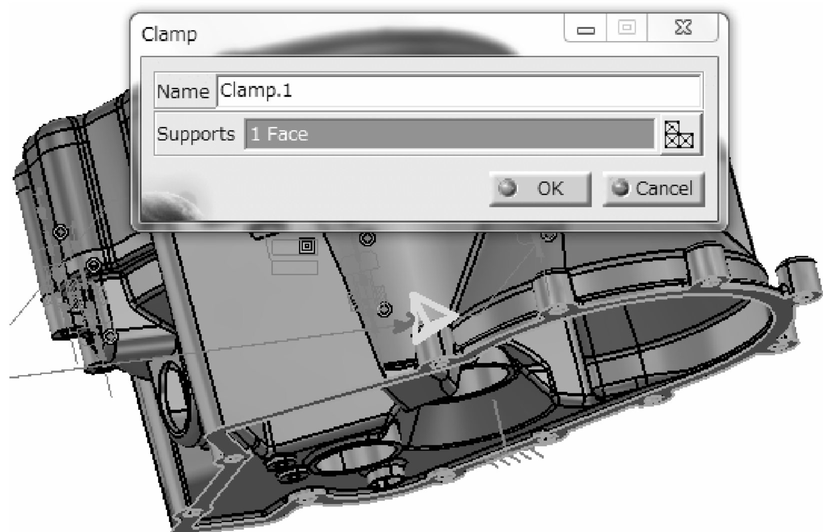
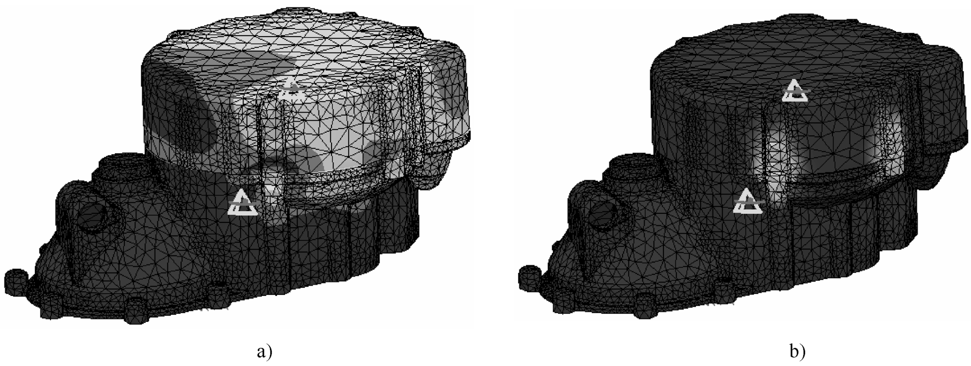


图 3-28　定义约束条件

由于只考虑螺栓紧固力的影响，则没有必要定义外载。单击计算图标，进行计算。其位移和等效应力的结果如图 3-29 所示。

接触面的压力分布是观察如螺栓布局、是否有漏油现象的重要指标。如图3-30 所示，在 Static Case Solution. 1 特征树上单击右键，从下拉列表中选择 Generate Image 后单击 Pressure，系统则显示接触面的压力分布图（见图 3-31）。



a)　　　　b)

图 3-29　变速器装配体的分析结果

a）变速器的位移　b）变速箱的等效应力

Available Images

Image Name	Physical Type
Point moment vector	Point moment vec...
Pressure (nodal values)	Pressure
Pressure fringe	Pressure
Pressure vector	Pressure
Rotational displacement magnitude	3D rotation vector
Rotational displacement vector	3D rotation vector
Strain full tensor component (nodal valu...	Strain

图 3-30　接触面压的表示

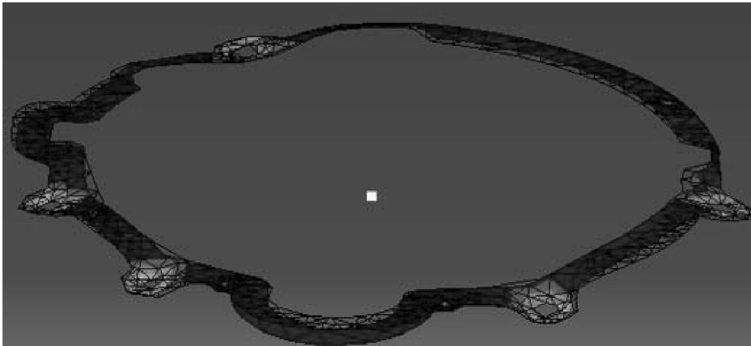


图 3-31　接触面压的表示

3.2.3　考虑接触状态的固有振动分析

在实际情况中，常要对含有接触现象的装配体作固有振动分析。可是，用通常的线性分析工具无法对含有接触连接和螺栓连接的装配定义作固有振动分析。因为在有接触连接时，必须判别外加载荷是否会造成两个物体在接触面处的接触。若造

成接触后，还要考虑接触面积和接触压力的大小等。而固有振动分析，却是分析物体固有的振动特性，不能边作上述接触判断边作固有振动分析。

为此，常常先作普通的有接触的装配体分析，从接触面的面压图上估计接触面积的大小。再另建一个模型，在新模型中，将两个物体之间接触连接处的具有相同接触面压的部分用固定连接来取代，而螺栓连接则用一般的刚性连接取代。这样，就可以对新的模型作固有振动分析了。不足之处是要分两步来分析，建模不方便，费时而且也不能考虑紧固力带来的刚度增加的效应。

当然，也可以像上一章所述的把接触连接调换成固定弹簧连接来做。但需要对弹簧刚度系数做调整。

如果用非线性分析工具，可以直接对含有接触连接的模型进行固有振动分析。在 CATIA 环境中，可以使用 ANL（Nonlinear Structural Analysis）模块。ANL 是和 CATIA 分析相集成的，求解器使用了 Abaqus 技术，可以考虑几何非线性和塑性的静应力分析和固有振动分析。

使用非线性工具的原理是先做一步静应力分析，得到最大载荷时的接触状态，并将此状态予以“冻结”，即相接触的部分用固定连接相连在一起。同时，它继承了上一个分析步的最后的状态，所以也考虑了如上一步里的螺栓预紧效果，并在此基础上实施一个固有振动分析。这样一来，只要对同一模型定义两个分析步（一个静应力分析步和一个固有振动分析步），又可以考虑预加载荷的影响，是比较有效的方法。

下面利用相同变速器装配体模型来简单地叙述其基本方法。

首先，在打开装配模型的状态下，切换工作台到 ANL（Nonlinear Structural Analysis），见图 3-32。



图 3-32　ANL（Nonlinear Structural Analysis）工作台

与上一节相似，先定义两个箱体之间的接触连接。单击接触对（Contact Pair）图标，选择装配约束（见图 3-33）。

定义虚拟螺栓连接和固支约束条件的方法与上一节完全一样。这样就定义完成一个分析步，称为 Static Step-1（见图 3-34）。

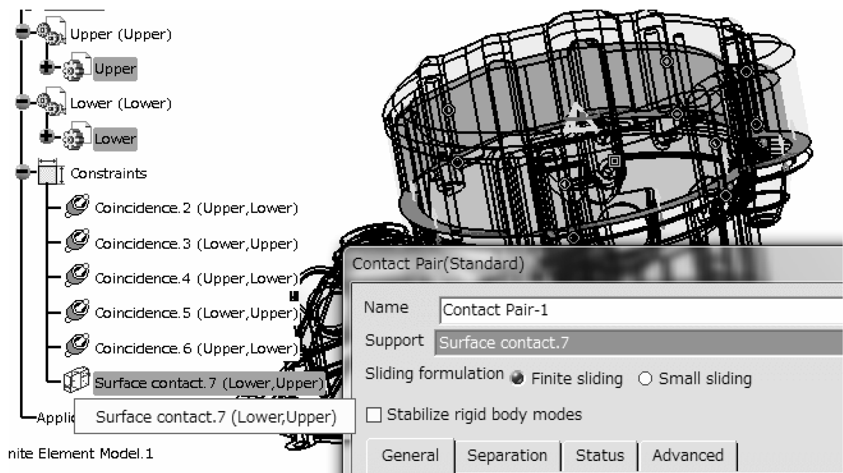


图 3-33　接触连接的定义

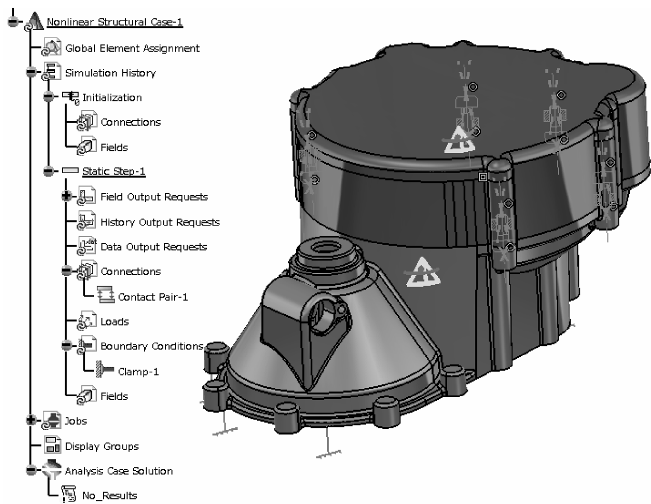


图 3-34　虚拟螺栓连接和固支约束条件定义后的变速器装配体

然后，在下拉列表中这个分析步的后面插入一个频率分析步 Frequency Step（见图 3-35）。

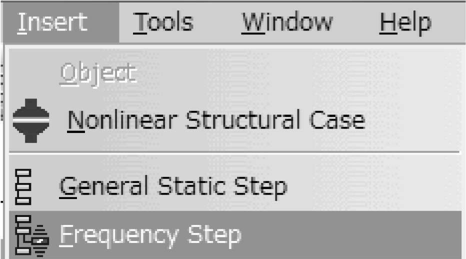


图 3-35　频率分析步的插入

系统自动地将分析步 Static Step-1 里的连接条件和约束条件予以继承。如图 3-36 所示，双击频率分析步特征 Frequency Step-1，可以定义要分析的固有振动频率的阶数。

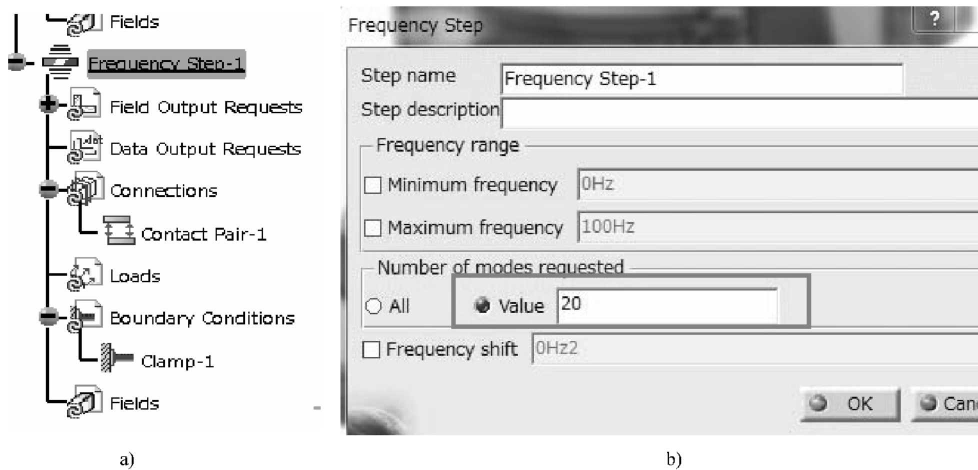


图 3-36　频率分析步的选项

a）上一分析 Static Step-1 里的连接条件和约束条件予以继承　b）要分析的固有振动频率的阶数

最后，建立一个计算任务（见图3-37）进行计算，即可得到应力和固有振动的结果（见图 3-38）。



图 3-37　计算任务的建立

固有振动的结果如图 3-38 所示。

从图 3-38 可以看出，第 6 阶固有振动模态和频率运用 ANL 可以方便地考虑接触状态来进行固有振动的分析，非常适合于工程人员。

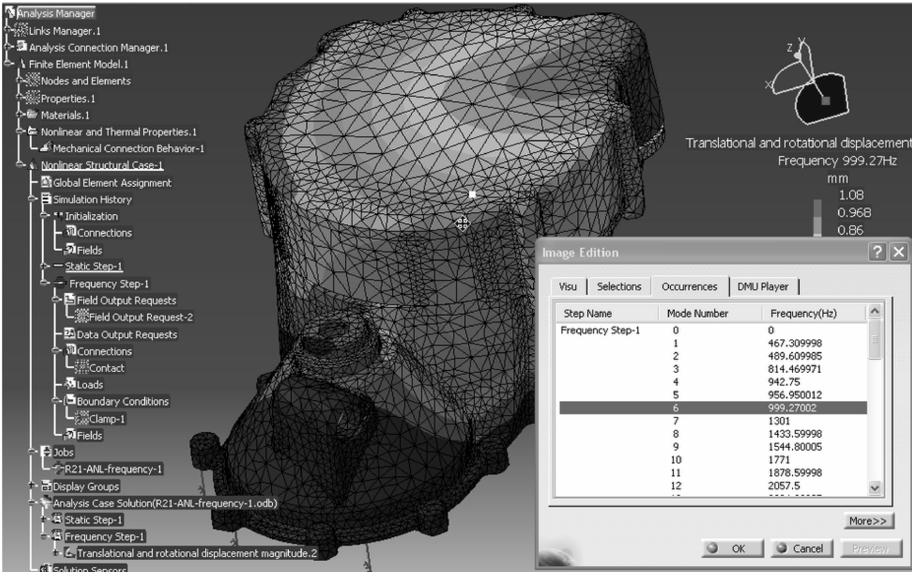


图 3-38　考虑了接触状态的固有振动的分析结果

3.3 壳体部件构成的装配体分析

在实际环境中，可找到很多由壳体构成的装配体的例子。例如船舶结构、飞机结构、汽车车身等均是如此。本节将通过两个案例来介绍如何分析壳体构成的装配体。

3.3.1 壳体部件构成的装配体分析案例 1——飞机机翼的分析

用一个简单的机翼模型（见图 3-39）来示范如何将不同的壳体网格通过节点共有来构成装配体的整体网格。

机翼的模型是由蒙皮、肋和翼梁组成。

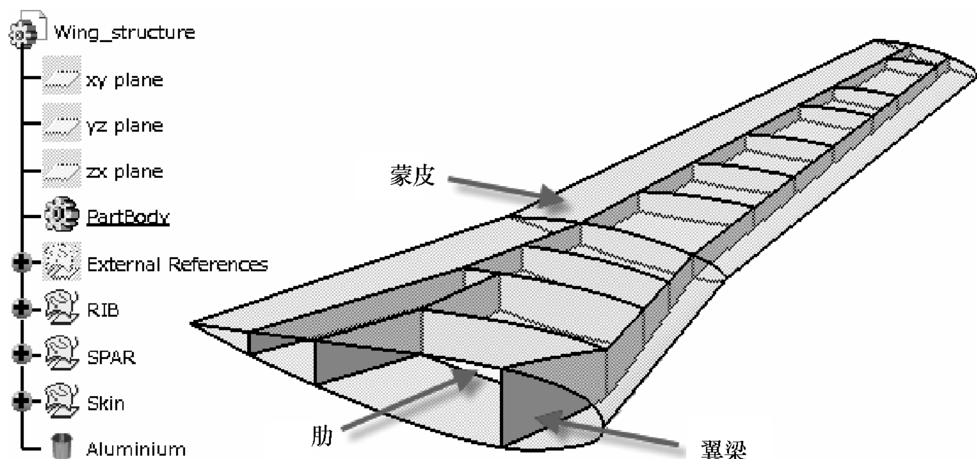


图 3-39 飞机机翼模型

网格的划分可以有不同的顺序。如图 3-40 所示，先对肋划分网格。在高级网格工具（Advanced Meshing Tools）的工作台中，单击曲面网格划分器图标，选择肋的几何体。11 根肋已经用结合（JOIN）操作集合而成一个整体，可以一次性地生成肋的网格，不必逐一划分。如此高效率地生成网格的技巧可参见 2.2 节壳网格划分的一般指南。网格尺寸为 100mm。

有一根翼梁和肋成 T 形相交，为了能生成协调的网格，要在此处用外部曲线投影的办法（Project External Curve），指定网格划分器在相交处生成节点（见图 3-41）。

点击划分网格图标（Mesh The Part）生成网格。在网格不规则的地方，用规则网格方法来使其变得更规整化（见图 3-42）。

下面用同样的方法来划分翼梁的网格。不同的是要使新生成的网格和已有肋的

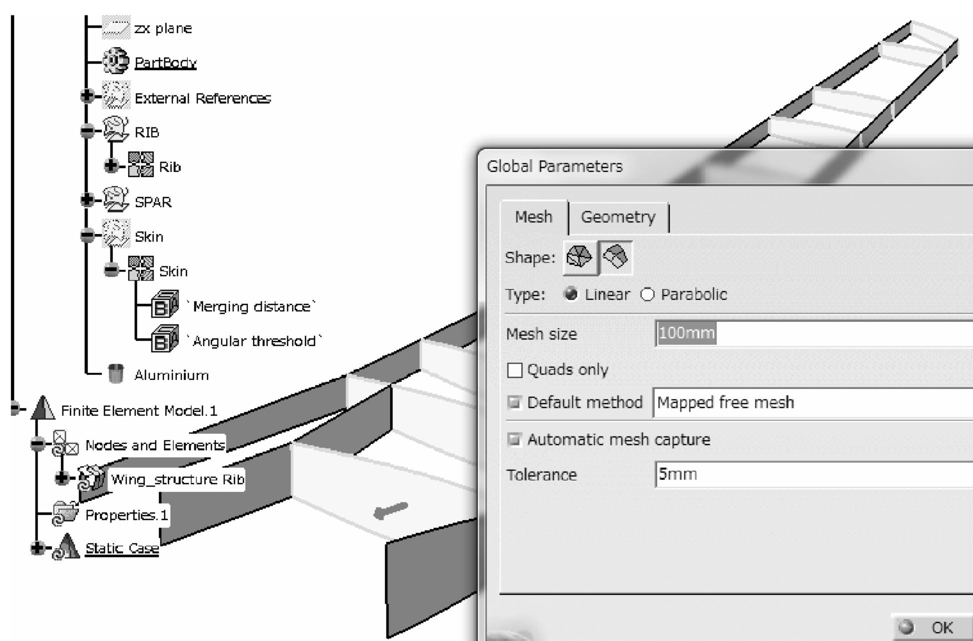


图 3-40　机翼网格划分

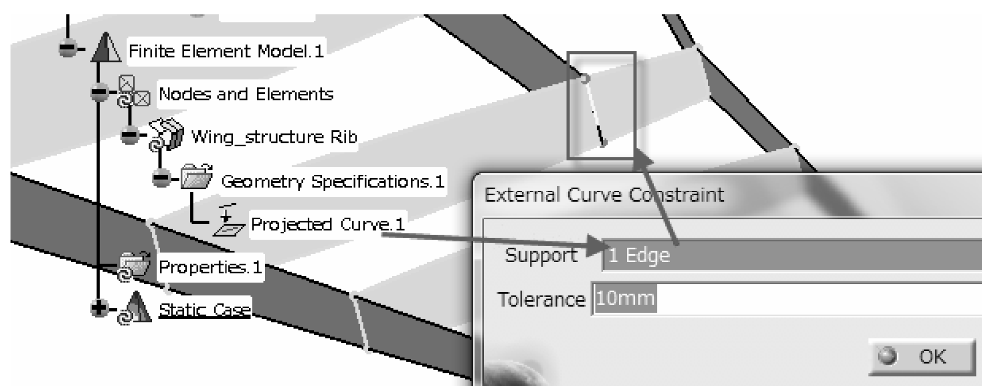


图 3-41　网格生成时投影外部曲线的办法

网格相协调，必须选择自动网格捕捉（Automatic Mesh Capture）和自动曲线捕捉（Automatic Curve Capture）（见图 3-43），后者具有对 T 形交叉部位的网格自动进行

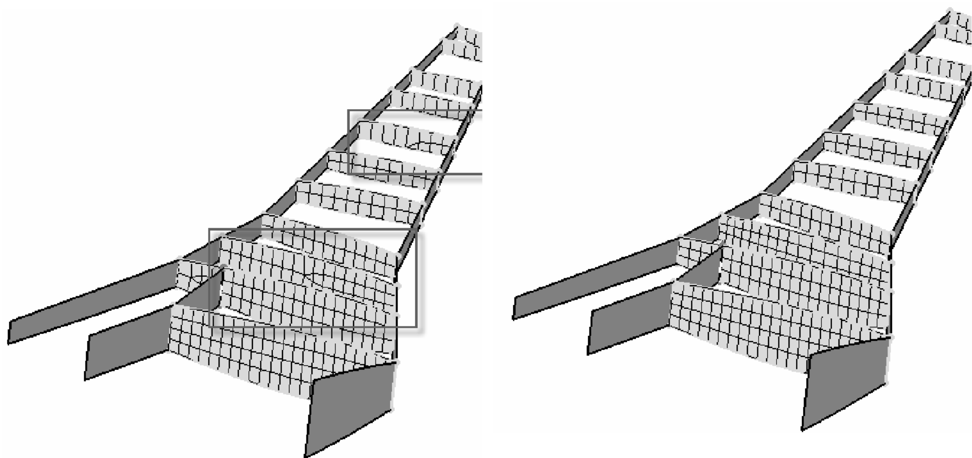


图 3-42　机翼网格划分：规整化网格

捕捉的功能。

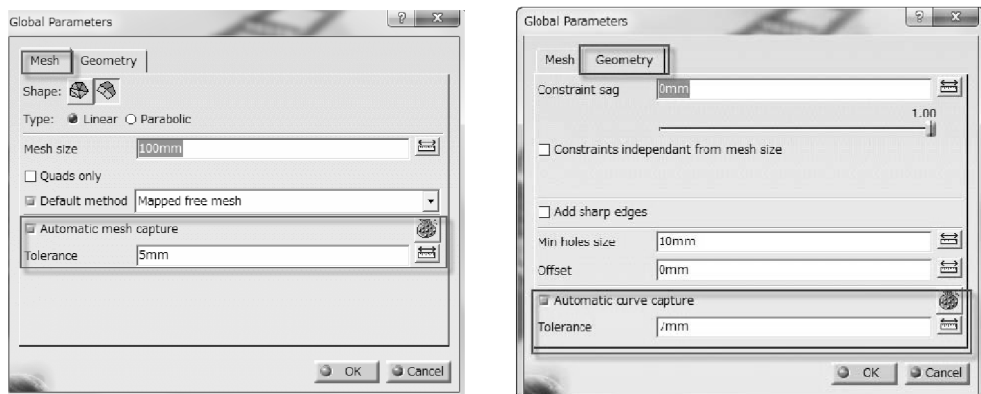


图 3-43　自动网格捕捉和自动曲线捕捉

生成的网格如图 3-44 所示。

然后，用同样方法可生成蒙皮的网格（见图 3-45）。

网格划分完成后，用自由边检查（Free Edges）图标来确认是否有不应存在的自由边（见图 3-46）。

网格划分工作到此全部完成。将工作台切换到创成式结构分析（Generative Structural Analysis）的工作台中，给蒙皮、肋和翼梁都定义板厚为 3mm，并将机翼根部完全约束。载荷是定义蒙皮上的空气动力载荷。它是通过一个预先存在的 Excel 文件中的空气动力载荷来做的（见图 3-47）。

计算后的变形和等效应力如图 3-48 所示。

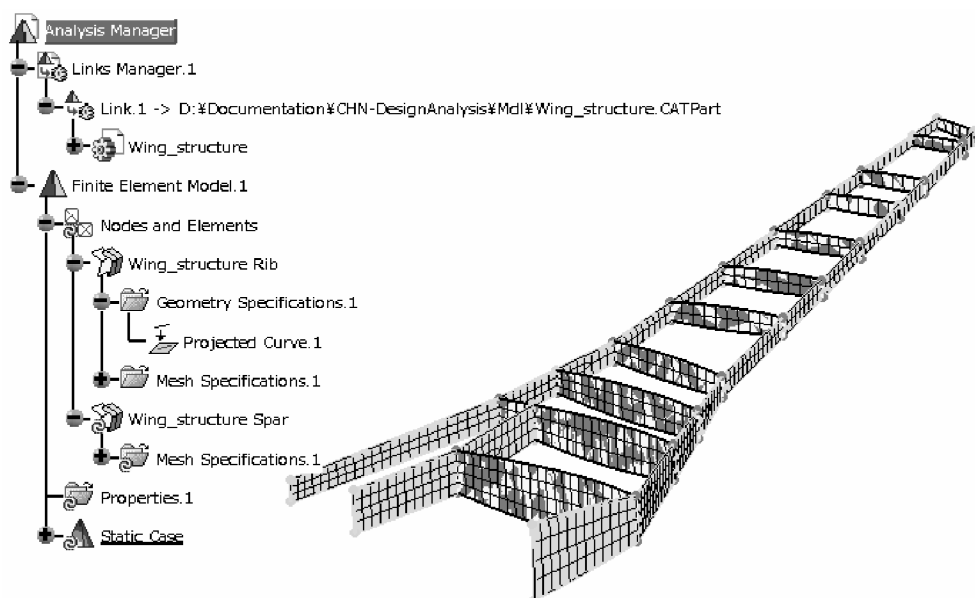


图 3-44　机翼网格的生成

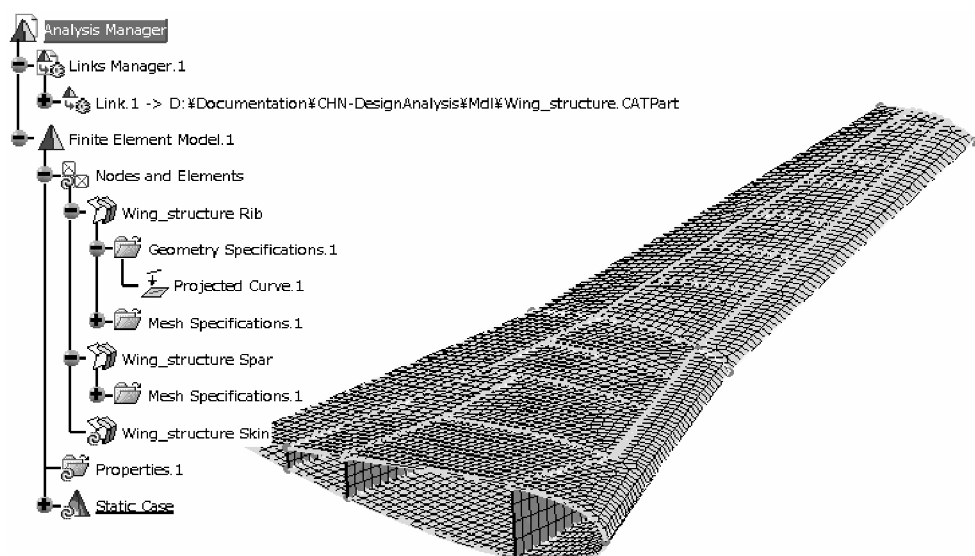


图 3-45　机翼网格的生成

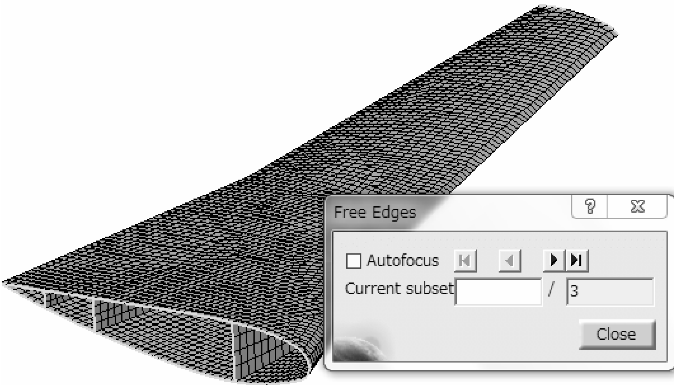


图 3-46　检查网格的自由边

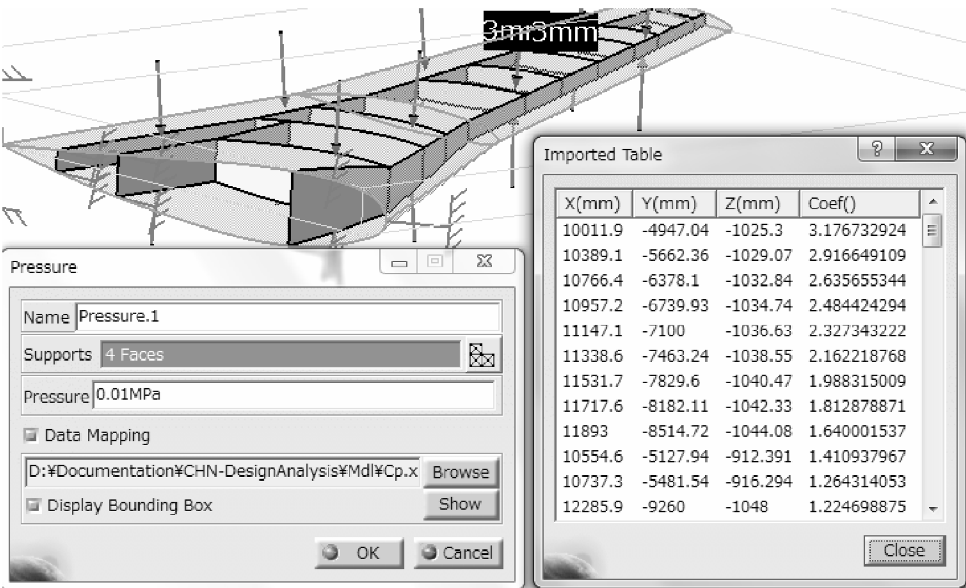


图 3-47　用映射定义不均匀分布的空气动力载荷

3. 3. 2　壳体部件构成的装配体分析案例 2——汽车发动机箱盖的分析

一个典型的汽车发动机箱盖装配体由内、外板材和铰链构成（见图 3-49）。

汽车发动机箱盖装配体的设计特别要满足刚度方面的要求。在此介绍分析汽车发动机箱盖装配体的基本步骤。

实际的内、外板材之间使用两种连接：一种是刚性的点连接，另一种是柔性的点连接（减振胶 Mastic）。在第 2 章的第 2 节壳网格划分的一般指南中，已经叙述

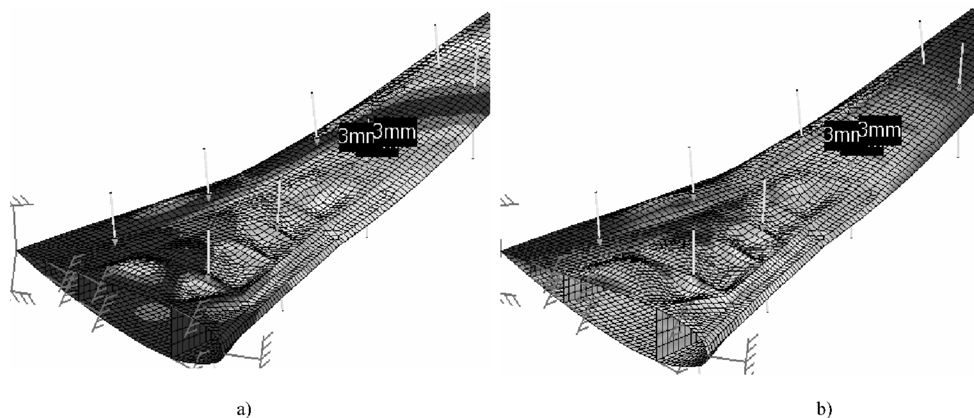


图 3-48　机翼的分析结果
a）变形　b）等效应力

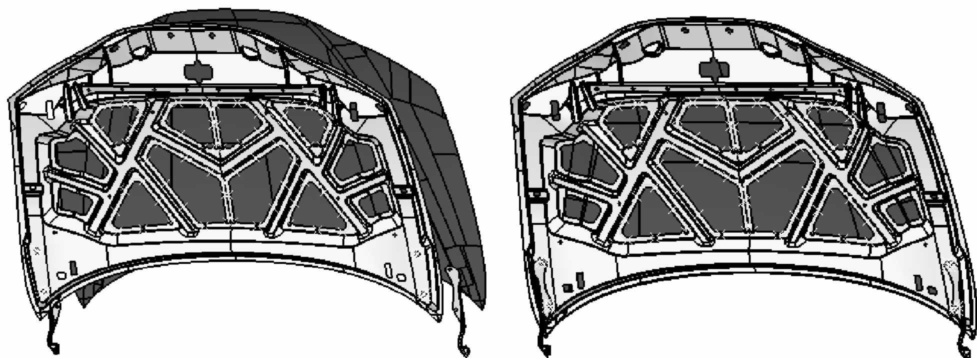


图 3-49　汽车发动机箱盖装配体

了要将有相同特性连接关系的点都放置在一个几何集下。如果计算中要同时模拟上述两种点连接，则要将代表这两种连接的不同的点分别放置于两个不同的几何集中，而后利用它们建立两个点连接关系。在这里，为简单起见，我们只考虑一种点连接。

第 1 步是建立内、外板之间的点连接。如图 3-50 所示，在高级网格工具（Advanced Meshing Tools）的工作台中，点击点分析连接（Point Analysis Connection）的图标，选择内、外板面和界面上的任意一点。系统自动找寻到那个点所在的几何集中的所有点，认为在这些点的位置在内、外板之间都有点连接关系。

在内板和铰链处（见图 3-51），点击一般分析连接（General Analysis Connection）图标，选择内板和铰链的铰链孔的边完成定义。对其余的 3 处，作同样的处理。

接下来是对内板、外板、铰链用高级曲面网格划分器（Advanced Surface Mes-

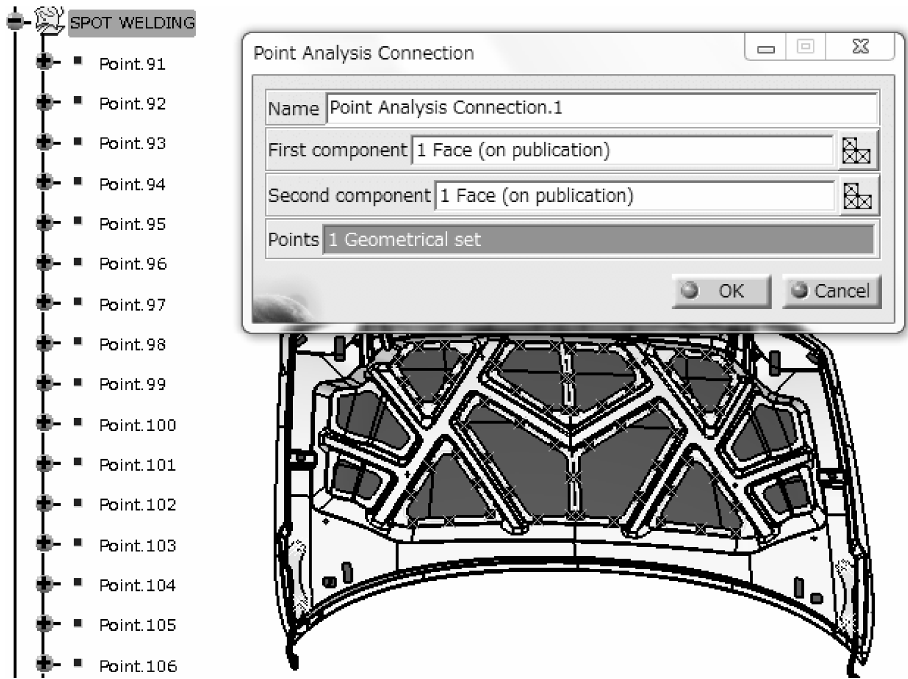


图 3-50 点分析连接的定义

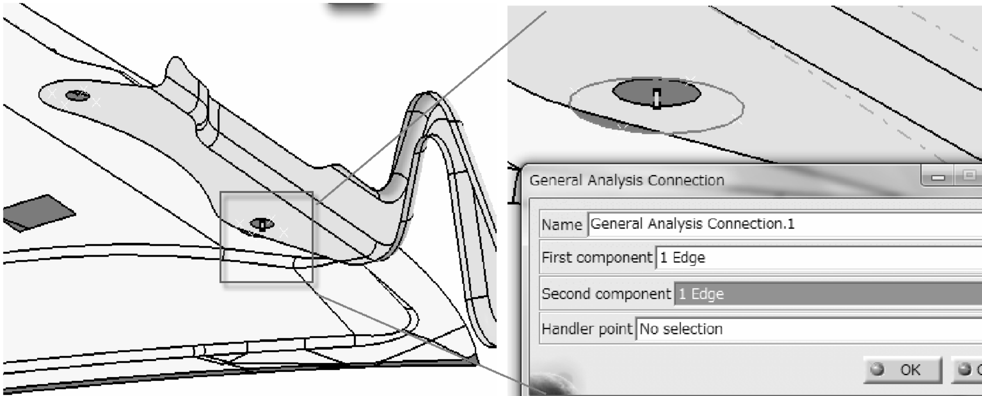


图 3-51 铰链的定义

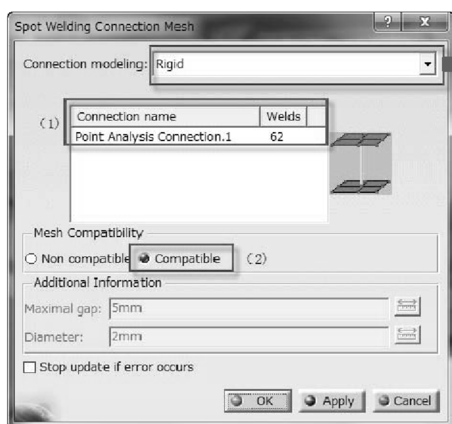
her）生成壳网格。在此，不作具体说明。生成的网格如图 3-52 所示。

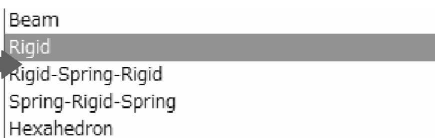
壳网格划分完成后，生成内、外板之间的点连接网格。点击点焊连接网格（Spot Welding Connection Mesh）图标，选择已定义的点分析连接特征；选择协调模式（Compatible）来连接内、外板的壳体网格（见图 3-53）。

下面定义内板和铰链之间的连接特性。将工作台切换到创成式结构分析



图 3-52　内外板等各个部件的壳体网格





如果是减振胶连接，应选择 Rigid-Spring -Rigid，　并在创成式结构分析工作台中双击特征树上自动出现的电焊连接特性特征，并赋予弹簧刚度系数值

图 3-53　定义内外板之间的点连接特性

（Generative Structural Analysis）状态，使用用户定义连接特性（User Defined Connection Property）来选择已定义的一般分析连接来赋予连接特性（见图 3-54）。在 Start/Middle/End 三处都选 Rigid。

对其余 3 处的铰链连接，可以采用特性复制的方法或者逐一定义的方法来做。

至此，所有的连接条件已定义完成。下面定义板厚特性、约束条件和载荷条

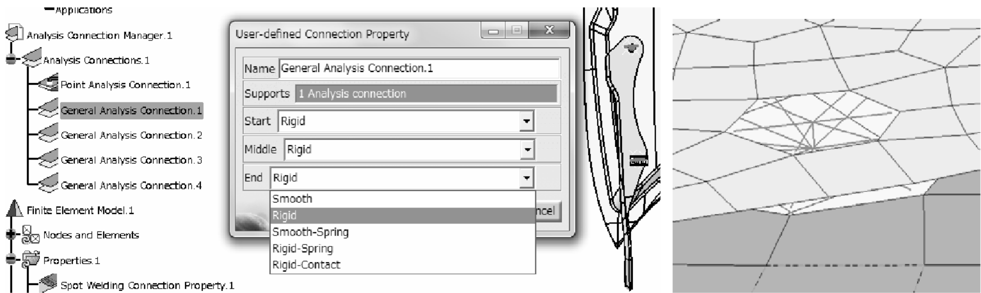


图 3-54　铰链的特性定义

件。板厚特性分别给定内板、外板和铰链为 1. 2mm、0. 7mm 和 2mm。

在铰链的左右两处的根部点击用户定义的自由度约束，来定义除一个转动自由度外的全部约束条件（见图 3-55）。

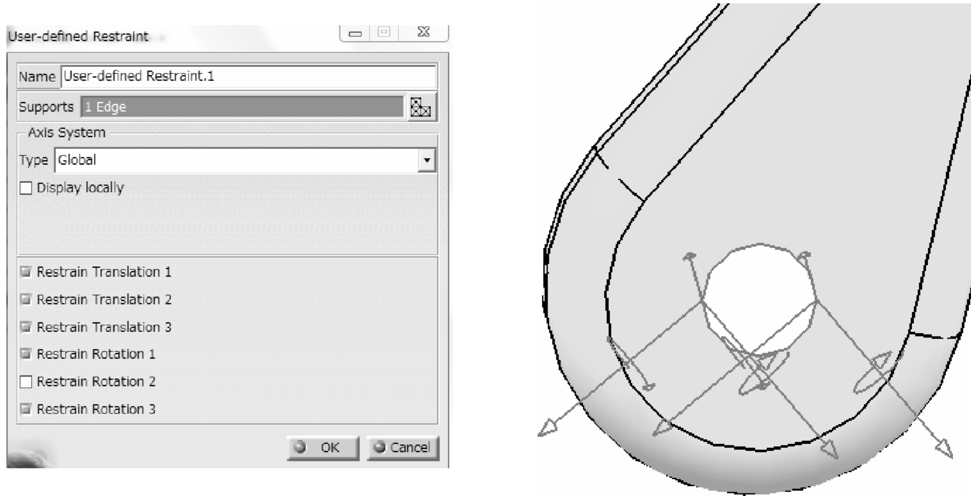
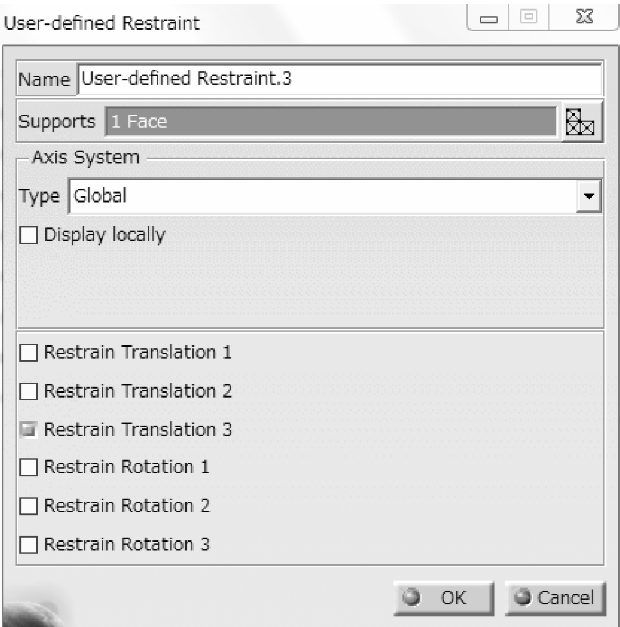


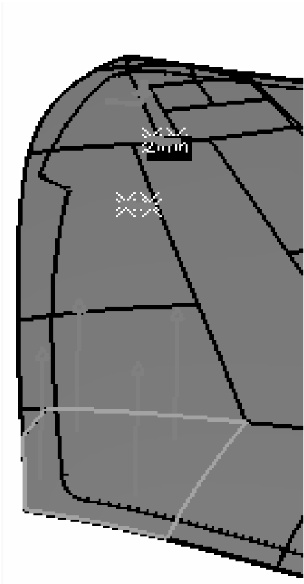
图 3-55　定义约束条件

由于发动机箱盖打开时，在左前方有个支承，所以选择左前方的小面来定义法线方向的约束（见图 3-56）。

载荷条件是右前方小面上 z 方向上施加 30N 的合力（）（见图 3-57）。

发动机箱盖的刚度要求在 30N 负荷下最大变形量不得超过 3mm。计算后的最

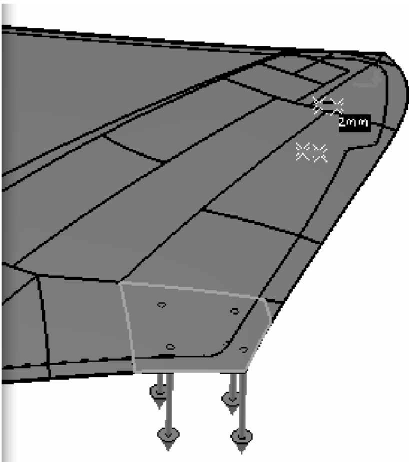




左前方的小面上法线方向的约束

图 3-56 定义约束条件





右前方小面上 z 方向 30N 的载荷

图 3-57 定义载荷条件

大变形量为 1.71mm，比允许的最大值 3mm 小很多，合乎设计要求（见图 3-58）。

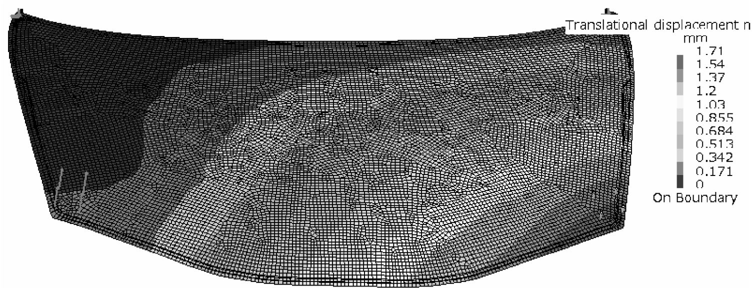


图 3-58　发动机箱盖的变形结果

3.4　混合装配体分析

混合装配体是指由一维线框、二维曲面和三维实体等几何形状混合构成的装配体。从有限元的观点来看，混合装配体需要由梁、壳和实体单元来模拟。

这样的混合装配体在实际工程中有很多例子（见图 3-59）。如飞机和船体补强用的型材和飞机蒙皮或船壳共存在一起。飞机蒙皮或船壳常用壳体单元来模拟，而补强用的型材则常用梁单元来模拟，这样就构成了壳和梁的混合装配体。而汽车中常见的例子是车架系统里，常有梁、壳、实体单元混合的装配体。

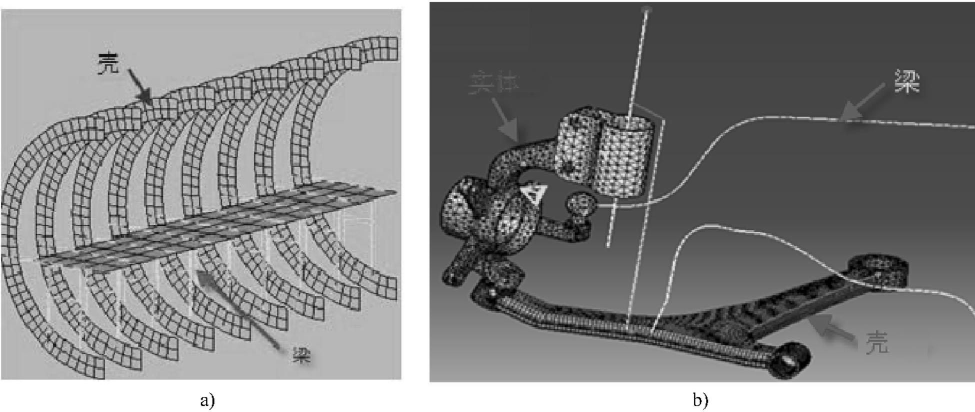


图 3-59　混合装配体的例子

a）梁和壳体组成飞机装配体　b）由梁、壳和实体组成的汽车底盘装配体

3.4.1　混合装配体特有的连接关系

1. 梁和壳之间的连接

梁和壳之间的连接可分为梁与壳相重合（即梁和壳相平行）的情况和梁与壳

不相重合（即梁和壳呈一个角度相交叉）的情况。在图 3-59a 中，飞机的仓板和横向布置的补强用的梁是重合在一起的，而竖直方向的柱子（梁单元）则与仓板不重合，两者互相垂直。

不管哪一种情况，梁和壳的连接主要是用节点重合来实现的。在网格划分时，可以用节点自动捕捉的功能来做。

2. 梁和实体之间的连接

梁和实体之间的连接很少用梁单元的节点和实体单元节点相重合的方法来实现。比较常见的情况是梁和实体的一部分（如实体的面或边）相连接。此种情形下，梁和实体单元一般相隔一定的距离。这是因为，实际的物体简化成一维的梁后，势必与周围的实体有一定的间隙。因此，常用的方法是利用距离连接，把梁的顶点和实体的一部分（实体的面或边）定义成一般分析连接关系，再用用户定义连接特性赋予各种需要的连接特性。图 3-60 表示的是一个摩托车车架试验时的情形，用来试验加载的中心轴被简化成梁，而轴的顶点和套轴的端面之间用刚性梁或光滑单元相连接。



图 3-60　梁和实体单元之间的连接

3. 壳和实体之间的连接

壳和实体之间的连接有协调的和非协调的两种方式。协调的连接方式基本上是用共有节点的手法。而非协调的连接方式并不需要壳和实体的网格节点在连接处享有相同的位置，而是用连接单元将壳和实体的网格相连，并保证两者的位移相连续。

先来说明协调的连接方式的做法。曲面和实体的几何形状有一部分相重合时，只要将相重合部分的壳体网格和实体网格的节点相共有，就可以认为壳体和实体部

件是在相重合部分粘接在一起的（见图 3-61）。如果是要定义接触，则与两个实体面之间的定义并无二致。

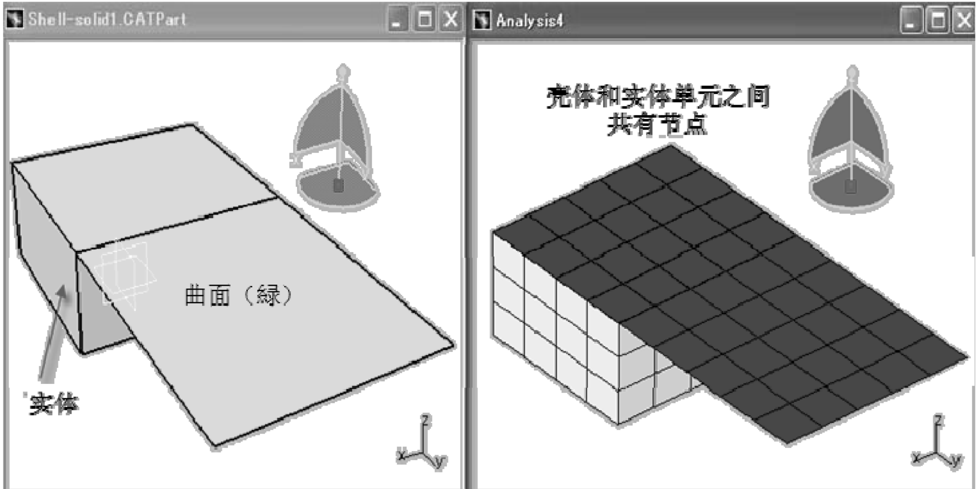


图 3-61　壳和实体之间的连接：相协调的方式

如果曲面和实体的几何形状没有面相重合，如图 3-62 中壳体和实体只有一条边相重合的情况，不可以只将相重合边处的壳体和实体单元的节点相共有来连接。原因是，如第二篇中所叙，壳单元在每个节点处有 5 个自由度（总共有 6 个自由度，其中法线方向的位移是要被约束掉的，所以是 5 个自由度），而实体单元的每

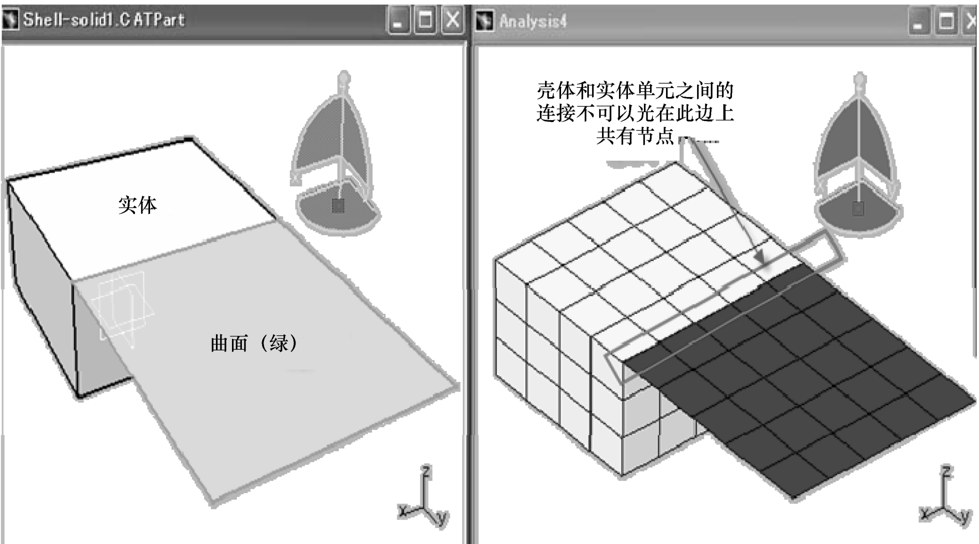


图 3-62　壳和实体之间的连接：注意点

个节点有 3 个并行位移自由度。只将一列边上的节点相共有，并不能把壳体的转动自由度传到实体上去。但是，图 3-61 中的壳体和实体有面重合的情况则不同，只要壳体和实体的节点相重合，就可以将壳体的转动自由度传到实体上去。

因此，在协调连接这样的壳和实体时，可专门将壳体的面延伸到实体的内部，以便采用壳体面和实体面之间的节点重合的方法。当然，延伸出来的壳体是原来实际情况下不存在的，所以在定义板厚时，这一部分需要定义很小的数值。

非协调的连接方式的做法较简单。如果考虑粘接，对上面的两种情形，只要使用面和面的固定连接特性、壳体边和实体面之间的固定连接特性即可（见图 3-63）。但是，从计算的角度来看，使用可连接单元产生了约束方程式，使得刚度矩阵的对称性和稀疏性遭到破坏，随之而来的是计算成本增大。但是，如果不是特别大规模的问题，在计算机技术发达的今天并不会成为大的障碍。

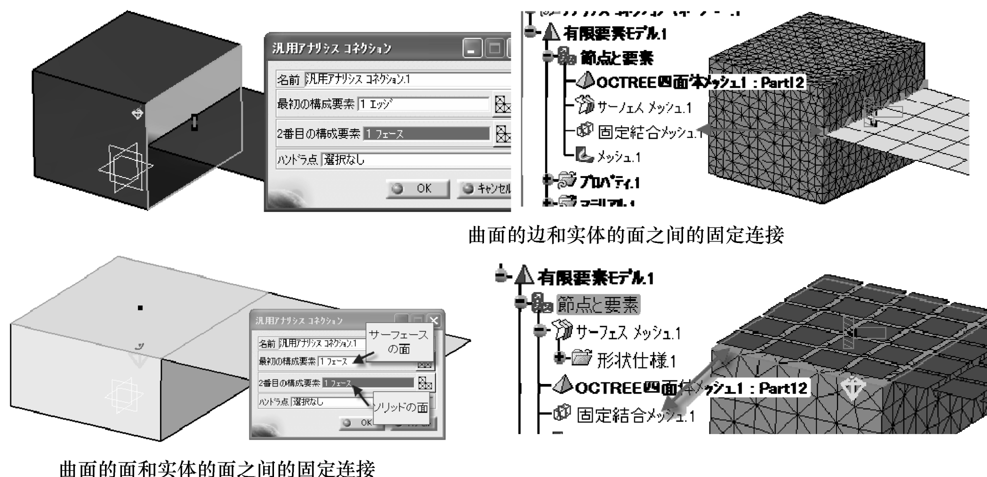


图 3-63　壳和实体之间的连接：不相协调的方式

是否使用协调或非协调的连接方式，视个人喜好而定，本质上对结果没有太大的影响。

3.4.2　混合装配体分析案例：汽车制动踏板的分析

作为混合装配体分析的事例，先来看如何分析汽车踏板的装配体（见图 3-64）。

下面分步来说明做法。

1）在高级网格工具（Advanced Meshing Tools）工作台中，分别用实体单元、梁和壳体单元来划分踏板、轴、地板和支架各个部件。图 3-65 是划分用梁单元来划分轴网格的界面。

2）将工作台从高级网格工具（Advanced Meshing Tools）切换到创成式结构分

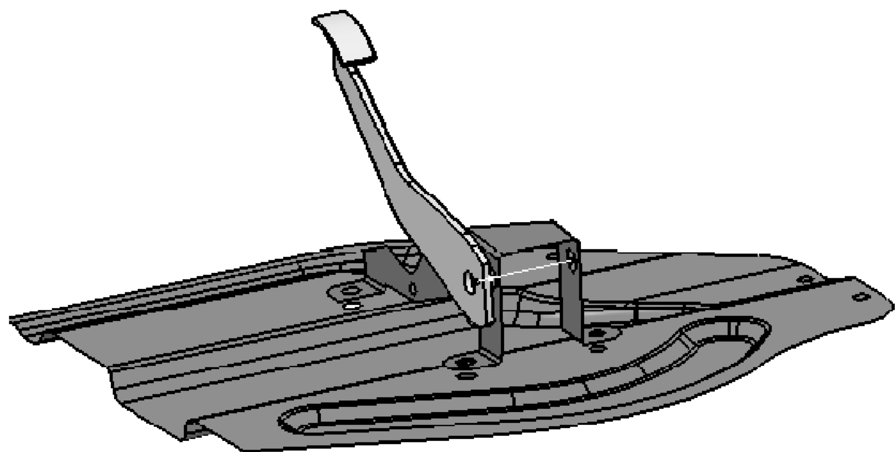


图 3-64　汽车踏板的装配体的构造

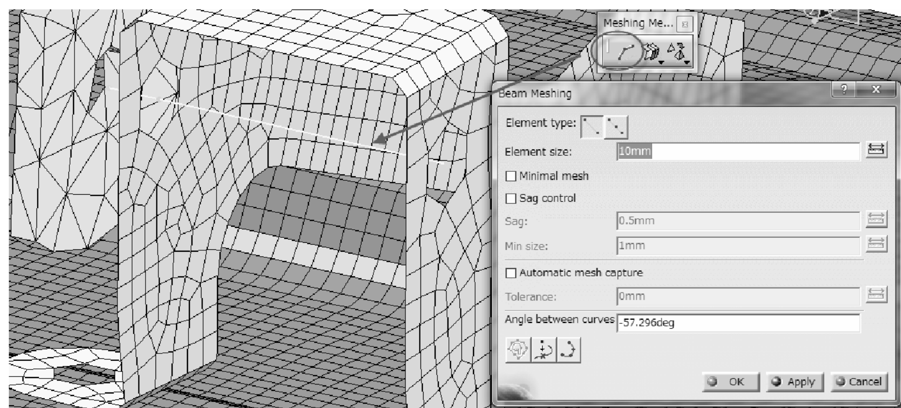


图 3-65　划分轴的一维梁网格

析（Generative Structural Analysis），在地板和支架的孔之间定义一般分析连接关系（见图 3-66）。

3）给第二步定义好的一般分析连接关系赋予用户定义连接特性，采用刚性连接特性（见图 3-67）。

4）在表征轴的直线的顶点和支架以及踏板的连接孔边之间定义一般分析连接关系，共有 3 个连接关系（见图 3-68）。

5）对上面定义的 3 个一般分析连接关系赋予用户定义连接特性，Middle 和 End 的选项分别使用刚性和光滑单元（见图 3-69）。

6）定义梁的截面特性，对支架和地板的定义壳的厚度特性，而对踏板给予实体特性（见图 3-70）。

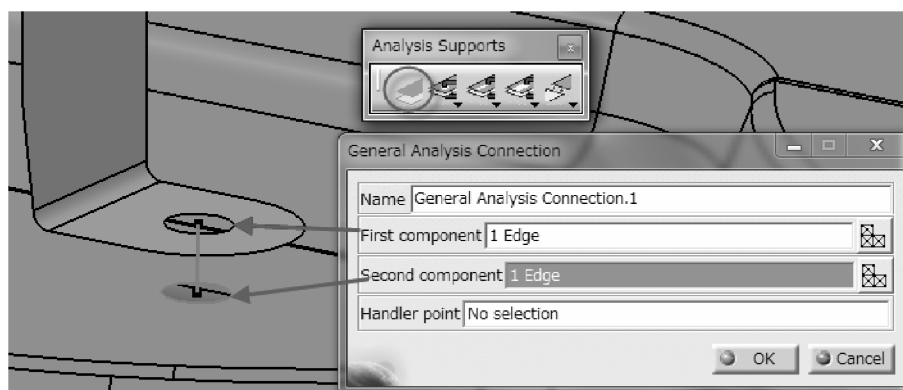


图 3-66　选择支架和地板的连接孔的孔边定义一般分析连接关系

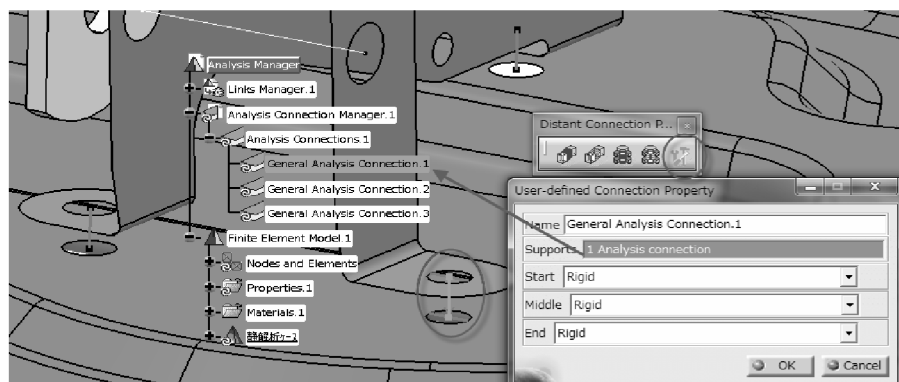


图 3-67　定义连接关系

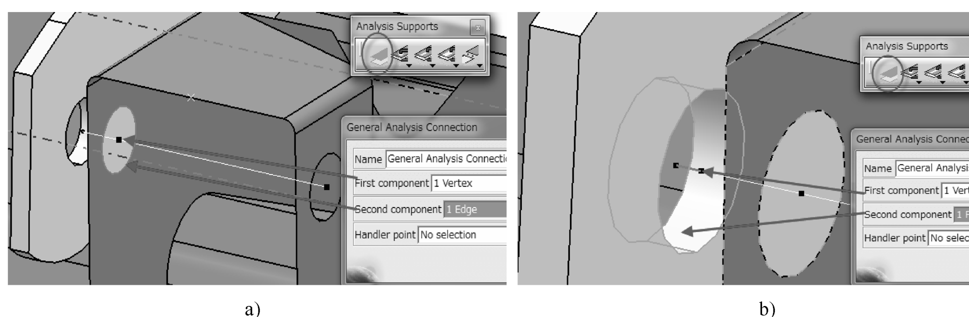


图 3-68　定义连接关系

a）代表轴的直线的顶点和支架的连接孔边之间　b）轴的直线的顶点和踏板的连接孔边之间

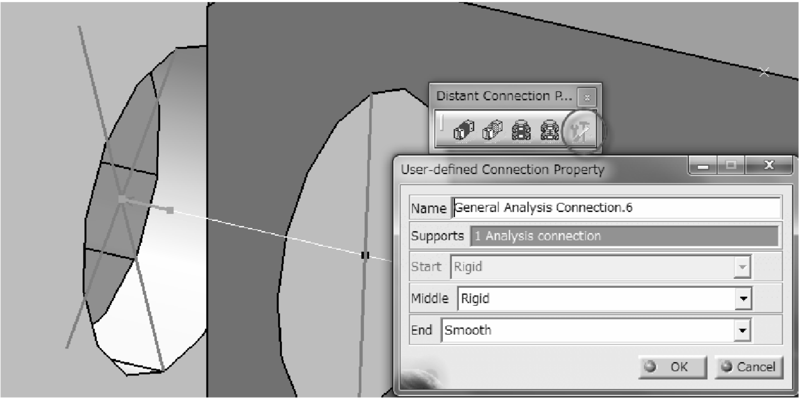
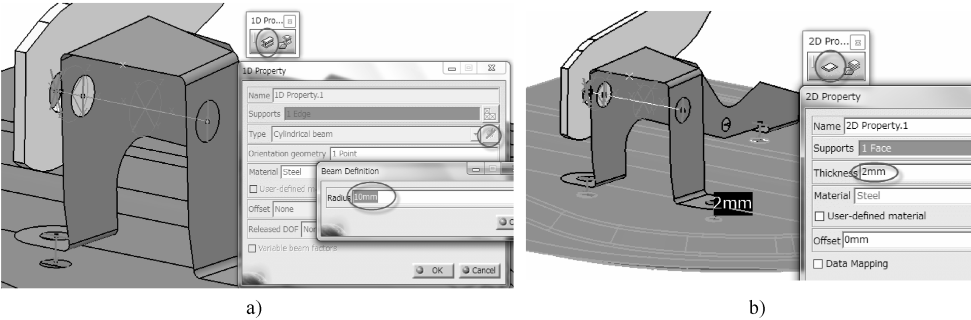


图 3-69　轴和踏板之间的连接特性



a)　　　　　　　　　　b)

图 3-70　定义梁，板和实体的特性

a）轴上定义圆截面梁的特性　b）支架和地板定义壳的厚度特性

7）定义约束条件。在地板上定义固支和对称条件（见图 3-71）。

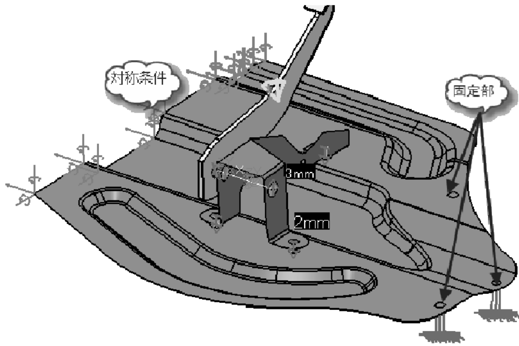


图 3-71　地板上的约束条件

8）定义载荷条件。在踏板上定义面压（见图 3-72）。

9）实施计算并处理结果（见图 3-73）。

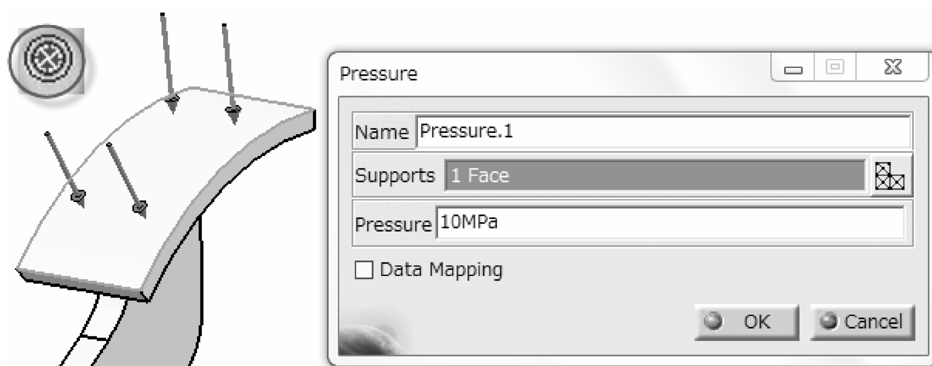


图 3-72　在踏板上定义面压

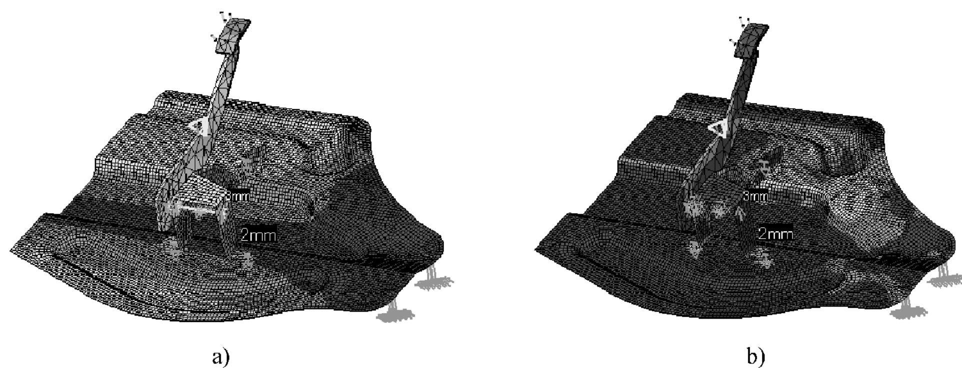


图 3-73　汽车踏板的装配体分析分析结果

a）位移　b）等效应力

参 考 文 献

[1]　菊池　昇、ホー.ウェンジュン，何文军．設計支援のためのCAEは、如何にあるべきか[J]．PLM NETWORK，2006，32：11-13.

[2]　大薗　耕平．設計 CAEをベースとした3D 設計の推進は、開発力の強化に不可欠な力[J]．PLM NETWORK，2008，40：31-35.



本书特色

★本书面向工程技术人员，针对设计过程中遇到的各种零部件、装配体的分析问题，深入浅出地说明如何运用现代CAE分析工具来指导设计。

★本书采用CATIA环境中的CAE工具，通过案例来说明具体的分析步骤。

★使用CATIA的设计人员可以直接根据本书所述的步骤来进行实际问题的分析。不使用CATIA的设计人员也可以通过阅读本书来学习设计CAE的思想和方法。

地址：北京市百万庄大街22号
邮政编码：100037
电话服务
社服务中心：010-88361066
销售一部：010-68326294
销售二部：010-88379649
读者购书热线：010-88379203
网络服务
教材网：http://www.cmpedu.com
机工官网：http://www.cmpbook.com
机工官博：http://weibo.com/cmp1952
封面无防伪标均为盗版

上架指导 工业技术/工程软件/CAE/CATIA

ISBN 978-7-111-39080-0
策划编辑◎孔劲



定价：38.00元